

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mario Toplak

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Joško Petrić

Student:

Mario Toplak

Zagreb, 2017.

IZJAVA

Pod punom moralnom odgovornošću izjavljujem da sam završni rad na temu „Projektiranje hidrauličkog vibracijskog uređaja“ izradio samostalno koristeći se navedenom literaturom i znanjem stečenim tijekom studija

Mario Toplak

ZAHVALA

Zahvaljujem se mentoru Prof.dr.sc Jošku Petriću za njegovo vodstvo, kvalitetnoj stručnoj pomoći, stalnoj potpori i razumijevanju pri izradi ovog rada.

Na kraju bih se zahvalio svojoj obitelji, prijateljima na strpljenju i moralnoj podršci, te povjerenju koje su mi ukazali tijekom izrade završnog rada, a ujedno i tijekom studiranja na preddiplomskom studiju.

Mario Toplak



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
proizvodno inženjerstvo, računalno inženjerstvo, industrijsko inženjerstvo i menadžment, inženjerstvo
materijala i mehatronika i robotika

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Mario Toplak**

Mat. br.: 0035198349

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

PROJEKTIRANJE HIDRAULIČKOG VIBRACIJSKOG UREĐAJA

Naslov rada na
engleskom jeziku:

DESIGN OF HYDRAULIC SHAKER

Opis zadatka:

Mehanički sustavi ponekad se podvrgavaju vibracijskim pobudama radi ispitivanja zamora ili dinamičkog ponašanja. Sustav koji se ispituje pričvrsti se za prihvatnicu uređaja koji generira vibracije (vibracijski uređaj, engl. shaker), a odzivi se mjere i analiziraju. Vibracijski uređaji najčešće su električni ili hidraulički. U ovom zadatku potrebno je projektirati jedan hidraulički vibracijski uređaj namijenjen ispitivanju udobnosti vožnje u osobnom automobilu. Uređaj se sastoji od servo-cilindra, servo-ventila, te ostale hidrauličke, upravljačke i mjerne opreme. Pri projektiranju vibracijskog uređaja potrebno je poštivati zahtjeve glede mase ispitivanog sustava, potrebne brzine i hoda cilindra, te potrebnog frekvencijskog opsega generiranih vibracija.

Zadatak zadan:

30. studenog 2016.

Zadatak zadao:

Rok predaje rada:

1. rok: 24. veljače 2017.

2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2017.


3. rok: 22. rujna 2017.

Predviđeni datumi obrane:


1. rok: 27.2. - 03.03. 2017.

2. rok (izvanredni): 30. 06. 2017.

3. rok: 25.9. - 29. 09. 2017.


Prof. dr. sc. Joško Petrić

v.d. predsjednika Povjerenstva:


Izv. prof. dr. sc. Branko Bauer

Sadržaj:

Sadržaj:	I
Popis slika:	III
Popis tablica:	V
Popis oznaka:	VI
Sažetak	1
1. Uvod	2
2. Dimenzioniranje i odabir komponenti	3
2.1. Hidraulički cilindar	4
2.1.1. Maksimalna i minimalna sila	4
2.1.2. Maksimalni i minimalni tlak	4
2.1.3. Maksimalni protok	5
2.1.3. Prirodna frekvencija	5
2.1.4. Odabir hidrauličkog cilindra	9
2.2. Elektro – hidraulički servo ventil	11
2.2.1. Odabir servo ventila	11
3. Opis elemenata hidrauličkog sustava	15
3.1. Hidraulički servo cilindar	15
3.2. Elektro – hidraulički servo ventil	22
3.2.1. Tipovi povratne veze	23
3.2.2. Koeficijenti ventila	24
3.3. Ostali hidraulički elementi	28
3.3.1. Hidraulička pumpa	28
3.3.2. Ventil za ograničenje tlaka	28
3.3.3. Akumulator.....	28
4. Matematički model hidrauličkog vibracijskog uređaja	29
4.1. Model hidrauličkog cilindra	30
4.2. Model hidrauličkog servo ventila.....	36
5. Simulacijski model hidrauličkog sustava	40
5.1. Parametri simulacijskog modela hidrauličkog sustava	40

5.2. Rezultati provedene simulacije	42
6. Zaključak	48
Literatura	49
Prilog 1	50
Prilog 2	52
Prilog 3	53

Popis slika:

Slika 1. Shema hidrauličkog sustava vibracijskog uređaja	3
Slika 2. Simulacija krutosti hidrauličkog cilindra [2]	6
Slika 3. Krutost hidrauličkog diferencijalnog cilindra u ovisnosti o hodu cilindra [2].....	7
Slika 4. Krutost hidrauličkog cilindra u ovisnosti o hodu cilindra [2]	7
Slika 5. Ovisnost modula stišljivosti mineralnog ulja o tlaku p	8
Slika 6. Cilindar Hanchen 320 [5].....	10
Slika 7. Krivulja ovisnosti protoka u tlaku [3]	12
Slika 8. Bode dijagram dinamičkog odziva [7]	13
Slika 9. Elektro - hidraulički servo ventil Schneider HVM 067 [7]	14
Slika 10. Hidraulički cilindar i osnovni dijelovi [4].....	15
Slika 11. Jednoradni cilindar [1]	16
Slika 12. Dvoradni cilindar [1].....	16
Slika 13. Cilindar Hanchen 320 [5].....	17
Slika 14. Provrti cilindra sa milimetarskom točnošću [5]	18
Slika 15. Poprečna sila na klipnjaču cilindra [5].....	18
Slika 16. Dijagram ovisnosti poprečnih sila u odnosu na hod cilindra [5]	19
Slika 17. Maksimalni i efektivni hod cilindra [5]	20
Slika 18. [5] a) SERVO FLOAT	20
b) SERVOBEAR	20
Slika 19. Sustav za vođenje i brtveni sustav cilindra [5].....	21
Slika 20. Sila trenja u cilindru [5]	21
Slika 21. Direktno upravljani servo ventil : Schneider HVM 067 [7]	22
Slika 22. Oblik krivulje protok-tlak koristeći za različit tip povratne veze [6].....	23
Slika 23. Linija osjetljivosti tlaka za ventil s kritičnim centrom.....	26
Slika 24. Blok shema prema izrazima za tlakove u cilindru	32
Slika 25. Jednadžbe tlakova u komorama cilindra u Matlab/Simulink-u	33
Slika 26. Shema mehanizma hidrauličkog sustava	33
Slika 27. Dinamika sustava u Matlab/Simulink-u.....	35
Slika 28. Shematski prikaz pozicijskog servo sustava	36
Slika 29. Blok dijagram hidrauličkog pozicijskog servo sustava.....	38
Slika 30. Kompletni hidraulički sustav u Simulink-u	42
Slika 31. Jednadžbe protoka kroz servo ventil u Simulink-u	43
Slika 32. Jednadžbe tlakova u komorama cilindra u Simulink-u	44
Slika 33. Dinamička jednadžba ravnoteže sila aktuatora u Simulink-u	45
Slika 34. Pomak klipa cilindra u ovisnosti o vremenu	45
Slika 35. Brzina gibanja klipa cilindra u ovisnosti o vremenu.....	46
Slika 36. Pomak razvodnog klipa servo ventila u ovisnosti o vremenu.....	46
Slika 37. Protok Q_1 i Q_2 kroz servo ventil u ovisnosti o vremenu	47
Slika 38. Tlak p_1 u ovisnosti o vremenu.....	47

Slika 39. Tlak p_2 u ovisnosti o vremenu.....	47
---	----

Popis tablica:

Tablica 1. Podaci za različite cilindre	9
Tablica 2. Parametri simulacijskog modela	41

Popis oznaka:

Oznaka	Jedinica	Opis
a_{\max}	m/s^2	Maksimalno ubrzanje tereta
A_p	m^2	Površina klipa cilindra s prolaznom klipnjačom
A_1	m^2	Površina radne komore cilindra
A_2	m^2	Površina povratne komore cilindra
C	N/m	Krutost hidrauličkog cilindra
C_q		Koeficijent protoka
d_k	m	Promjer klipnjače
D	m	Promjer klipa
F_a	N	Hidraulička sila cilindra
$F_{a_{\max}}$	N	Sila ubrzanja
F_g	N	Težina
F_{\max}	N	Maksimalna sila
F_{\min}	N	Minimalna sila
F_R	N	Maksimalna sila
F_{tr}	N	Sila trenja
g	m/s^2	Ubrzanje Zemljine sile teže
$G(s)$		Prijenosna funkcija
i_v	A	Ulazni električni signal
K_c	$\text{m}^3/\text{s Pa}$	Koeficijent protok-tlak
K_i	m/A	Pojačanje ulaznog signala
K_m	m/V	Pojačanje povratne veze
K_p	Pa/A	Koeficijent osjetljivosti tlaka
K_q	$\text{m}^3/\text{s A}$	Koeficijent pojačanja protoka
l_m	m	Raspon mjerenja
L	m	Efektivni hod cilindra
L_{\max}	m	Maksimalni hod cilindra
m	kg	Masa tereta i klipa s klipnjačom
p_a	Pa	Tlak spremnika
$p_{b_{\max}}$	Pa	Maksimalni tlak
p_L	Pa	Razlika tlaka opterećenja
p_{\max}	Pa	Maksimalni tlak
p_{\min}	Pa	Minimalni tlak
p_n	Pa	Nazivni tlak
p_s	Pa	Tlak dobave
p_1	Pa	Tlak u radnoj komori cilindra

p_2	Pa	Tlak u povratnoj komori cilindra
P_L	Pa	Pad tlaka
q_L	m ³ /s	Protok kroz servo ventil
Q_L	m ³ /s	Nominalni protok fluida
Q_{\max}	m ³ /s	Maksimalni protok
Q_1	m ³ /s	Protok kroz radnu komoru cilindra
Q_2	m ³ /s	Protok kroz povratnu komoru cilindra
s		Laplace-ov operator
s_{\max}	m	Maksimalni hod tereta
t	s	Vrijeme
u	V	Ulazni naponski signal
U_m	V	Raspon ulaznog signala
v_{\max}	m/s	Maksimalna brzina tereta
V_{L1}, V_{L2}	m ³	Volumen hidrauličkih vodova
V	m ³	Ukupni volumen cilindra s prolaznom klipnjačom
V_{01}	m ³	Početni volumen radne komore
V_{02}	m ³	Početni volumen povratne komore
V_1	m ³	Volumen radne komore cilindra
V_2	m ³	Volumen povratne komore cilindra
x_p	m	Pomak klipa cilindra
x_v	m	Pomak razvodnog klipa servo ventila
X_L	m/s	Maksimalna zahtjevana brzina klipa
w	m	Opseg razvodnog klipa
β	Pa	Modul stišljivosti hidrauličke tekućine
ρ	kg/m ³	Gustoća fluida
ω_h	Hz	Prirodna frekvencija sustava
ω_v	Hz	Nepriгуšena vlastita frekvencija sustava

Sažetak

U završnom radu razmatra se problematika iz područja hidraulike. U ovom zadatku potrebno je projektirati jedan hidraulički vibracijski uređaj namijenjen ispitivanju udobnosti vožnje u osobnom automobilu. Mehanički sustavi ponekad se podvrgavaju vibracijskim pobudama radi ispitivanja zamora ili dinamičkog ponašanja. Sustav koji se ispituje pričvrsti se za prihvaticu uređaja koji generira vibracije (vibracijski uređaj, engl. shaker), a odzivi se mjere i analiziraju. Uređaj se sastoji od servo cilindra, servo ventila, te ostale hidrauličke, upravljačke i mjerne opreme. Kod projektiranja je potrebno poštivati zahtjeve glede mase ispitivanog sustava, potrebne brzine i hoda cilindra, te potrebnog frekvencijskog opsega generiranih vibracija. Ciljevi rada osim projektiranja su izvođenje i analiza dinamičkog sustava hidrauličkog vibracijskog uređaja te simuliranje dinamičkog ponašanja. Matematički model koji opisuje dinamiku hidrauličkog sustava je nelinearan, te zbog činjenice da su parametri vremenski promjenjivi koristi se MATLAB/SIMULINK program. Ovaj alat omogućava implementiranje raznih nelinearnosti i promjenjivih parametara u simulacijski model.

1. Uvod

U ovom radu će se razmatrati projektiranje hidrauličkog vibracijskog uređaja. Hidraulički sustavi imaju široku primjenu u suvremenoj industriji, i to prvenstveno zbog mogućnosti ostvarivanja velikih iznosa sila, s relativno malim komponentama. U usporedbi sa ostalim tehničkim sustavima jednostavno su nezamjenjivi u tom pogledu. Iz tog razloga danas je njihova primjena u industriji i ostalim tehničkim granama, koje zahtijevaju velike iznose sila, gotovo standardna. Vodeći se tom činjenicom, novija tehnologija krenula je prema razvijanju takvih sustava, koja se naziva elektro-hidraulika.

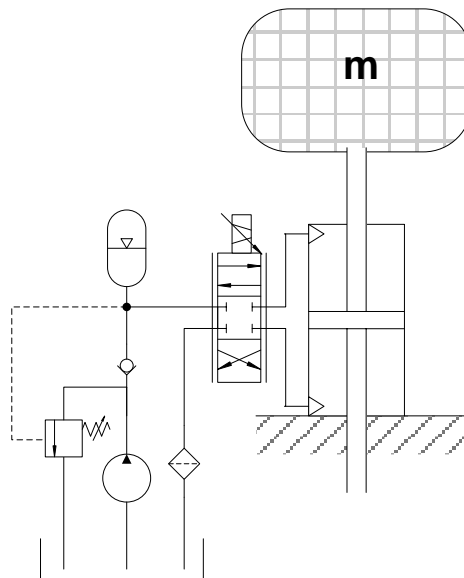
Elektro-hidraulika postala je iznimno cijenjena i primamljiva razvojem servo ventila. Osnovna zamisao servo ventila je ta da bi se električnim signalima male vrijednosti moglo točno upravljati hidrauličkim sustavima. Na taj način ostvareno je relativno jednostavno upravljanje velikim silama s malim električnim signalima. Pojam hidraulika obuhvaća sve primjene kod kojih hidraulički uređaji rade u regulacijskim krugovima. Primjena u regulacijskim krugovima znači da se radno stanje npr. nekog hidrauličkog cilindra mjerno-tehnički stalno nadzire, a odstupanja se automatski ispravljaju. Regulirane veličine su najčešće mehaničke veličine kao što su put, brzina, sila ili hidrauličke kao protok ili tlak. Da bi se navedene veličine mogle regulirati potreban je odgovarajući mjerni uređaj za utvrđivanje vrijednosti. Servo hidraulika tako ne podrazumijeva samo hidrauličke komponente već i uzajamno djelovanje tehnike regulacije, hidraulike za prijenos energije te elektronike za obradu informacije.

U odnosu na klasičnu hidrauliku, elektro-hidraulički sustavi su superiorni kod upravljanja sustava jer su upravljački signali električni. Elektro-hidraulički servo sustavi imaju široku primjenu u različitim industrijskim postrojenjima i mobilnim sustavima zbog mogućnosti ostvarenja velikih snaga s relativno malim uređajima i elementima, uz velike brzine odziva i visoke točnosti upravljanja. Korištenjem servo ventila moguće je ostvariti regulaciju položaja, brzine ili sile hidrauličkog aktuatora. Pri tome, za uspješnu realizaciju projektnih zadataka pored temeljnih znanja iz područja klasične hidraulike nužno je i dobro poznavanje područja automatskog upravljanja sustavima.

U nastavku rada bit će detaljno analizirano dimenziniranje komponenata koje se koriste pri projektiranju hidrauličkog vibracijskog uređaja, a to su hidraulički servo cilindar i servo ventil. Bit će prikazan njihov matematički model, te na temelju modela cijelog sustava, provest će simuliranje sustava u Matlab/Simulink-u.

2. Dimenzioniranje i odabir komponenti

Hidraulički sustav prikazan na slici 1. sastoji se od hidrauličkog cilindra, servo ventila i ostalih elemenata koji služe da bi se moglo upravljati gibanjem klipnjače cilindra na koju je u ovom slučaju kruto vezana stolica vibracijskog uređaja. Ostali elementi su npr. pumpa, ventil za ograničavanje tlaka (odnosno ventil za rasterećenje) kojim se namješta dozvoljeni tlak u sustavu, hidraulički akumulator koji osigurava konstantni tlak u sustavu, filter, spremnik tekućine i cjevovodi.



Slika 1. Shema hidrauličkog sustava vibracijskog uređaja

U ovom poglavlju potrebno je odabrati hidraulički cilindar, potreban servo ventil te ostalu potrebnu opremu s obzirom na zahtjeve koji se stavljaju pred hidraulički vibracijski uređaj namijenjen ispitivanju udobnosti vožnje.

Potrebni zahtjevi su:

$$\begin{aligned} m &= 120 \text{ kg} , \\ a_{max} &= \pm 5 \text{ m/s}^2 , \\ v_{max} &= \pm 1,5 \text{ m/s} , \\ s_{max} &= \pm 100 \text{ mm} , \\ \omega_h &> 50 \text{ Hz} , \end{aligned}$$

gdje je:

- m – masa tereta i klipa s klipnjačom, [kg] ,
- a_{max} - maksimalno ubrzanje tereta, [m/s²] ,
- v_{max} – maksimalna brzina tereta, [m/s] ,

s_{max} – maksimalni hod tereta [m] ,

ω_h - prirodna frekvencija sustava [Hz].

2.1. Hidraulički cilindar

Za pravilni odabir cilindra potrebno je na temelju zahtjeva koji se stavljaju pred hidraulički vibracijski uređaj odrediti maksimalnu i minimalnu silu, maksimalni i minimalni tlak, maksimalni protok te prirodnu frekvenciju.

2.1.1. Maksimalna i minimalna sila

Za određivanje maksimalne i minimalne sile potrebno je izračunati težinu, te silu ubrzanja. Izrazi za određivanje težine i sile ubrzanja su :

$$\text{težina : } F_g = m \cdot g \text{ [N]} , \quad (2.1)$$

$$\text{sila ubrzanja: } F_{a_max} = m \cdot a_{max} \text{ [N]} , \quad (2.2)$$

gdje je:

m – masa tereta i klipa s klipnjačom [kg] ,

a_{max} - maksimalno ubrzanje [m/s²] ,

g – ubrzanje Zemljine sile teže [m/s²], (iznosi : $g=9.81 \text{ m/s}^2$) .

Konačni izraz za određivanje maksimalne i minimalne sile slijedi iz jednadžbi (2.1) i (2.2).

$$F_{max/min} = F_g \pm F_{a_max} \text{ [N]} . \quad (2.3)$$

2.1.2. Maksimalni i minimalni tlak

Tlak p je omjer sile F koja djeluje na neku površinu A . Za određivanje maksimalnog i minimalnog tlaka potrebno je poznavati maksimalnu odnosno minimalnu silu prema izrazu (2.3) te površinu cilindra. Izraz za određivanje maksimalnog i minimalnog tlaka je:

$$p_{max/min} = F_{max/min} \cdot A_p \text{ [N/m}^2\text{]} , \quad (2.4)$$

gdje je:

$F_{\max/\min}$ – maksimalna / minimalna sila [N] ,

A_p – površina klipa cilindra s prolaznom klipnjačom [m²] .

2.1.3. Maksimalni protok

Volumenski protok je volumen fluida koji u nekoj vremenskoj jedinici proteče kroz neki presjek. Maksimalni protok određuje se na temelju zahtjeva za maksimalnom brzinom klipa cilindra i površine klipa tog istog cilindra. Izraz za maksimalni protok je:

$$Q_{\max} = v_{\max} \cdot A_p \text{ [m}^3/\text{s]} . \quad (2.5)$$

gdje je:

v_{\max} – maksimalna brzina klipa [m/s] ,

A_p – površina klipa s prolaznom klipnjačom [m²].

2.1.3. Prirodna frekvencija

Prirodna frekvencija je frekvencija kojom sustav prepušten sam sebi oscilira nakon vanjske pobude. Izraz za prirodnu frekvenciju hidrauličkog cilindra je:

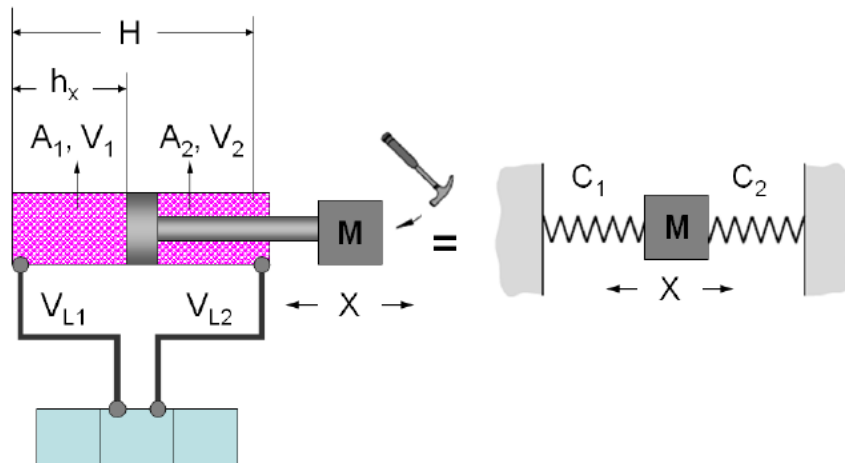
$$\omega_h = \sqrt{\frac{C}{m}} \text{ [rad/s]} . \quad (2.6)$$

gdje je:

C – krutost hidrauličkog cilindra [N/m] ,

m – masa tereta i klipa s klipnjačom, (masa koja se giba) [kg] .

Da bi se odredila prirodna frekvencija hidrauličkog cilindra mora se prvo definirati krutost hidrauličkog cilindra. Na slici 2. prikazana je simulacija krutosti hidrauličkog cilindra povezana sa mehaničkim dijelom sustava.



Slika 2. Simulacija krutosti hidrauličkog cilindra [2]

Prema slici 2, jednadžbe krutosti za radnu (1) i povratnu (2) komoru iznose (prema [2]):

$$C_1 = \frac{\beta \cdot A_1^2}{V_1 + V_{L1}}, \quad (2.7)$$

$$C_2 = \frac{\beta \cdot A_2^2}{V_2 + V_{L2}}, \quad (2.8)$$

Ukupan iznos krutosti hidrauličkog cilindra dobije se zbrajanjem jednadžbi (2.7) i (2.8) (prema [2]):

$$C_h = \beta \cdot \left[\frac{A_1^2}{V_1 + V_{L1}} + \frac{A_2^2}{V_2 + V_{L2}} \right], \quad (2.9)$$

gdje su:

β – modul stišljivosti hidrauličke tekućine [Pa] ,

A_1 – površina radne komore cilindra [m²] ,

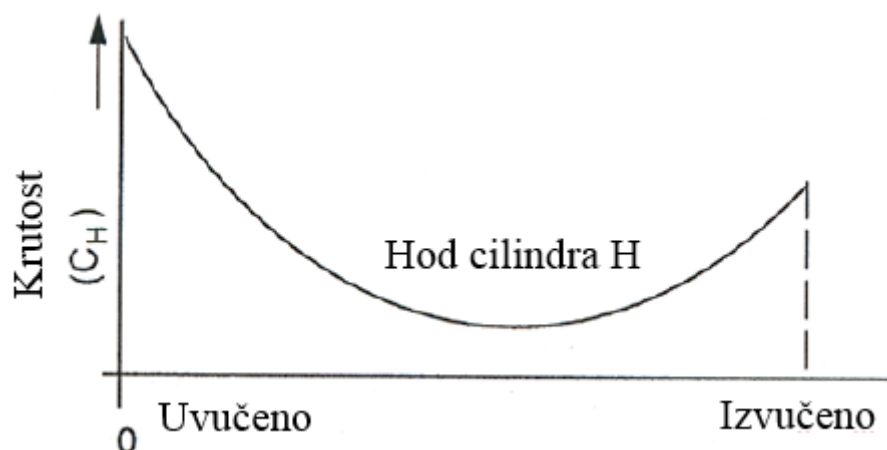
A_2 – površina povratne komore cilindra [m²] ,

V_1 – volumen radne komore cilindra [m³] ,

V_2 – volumen povratne komore cilindra [m³] ,

V_{L1} i V_{L2} – volumen hidrauličkih vodova [m³] .

Volumeni V_1 i V_2 mijenjaju se u ovisnosti o poziciji klipa cilindra, dok su volumeni hidrauličkih vodova u ovoj analizi zanemareni.



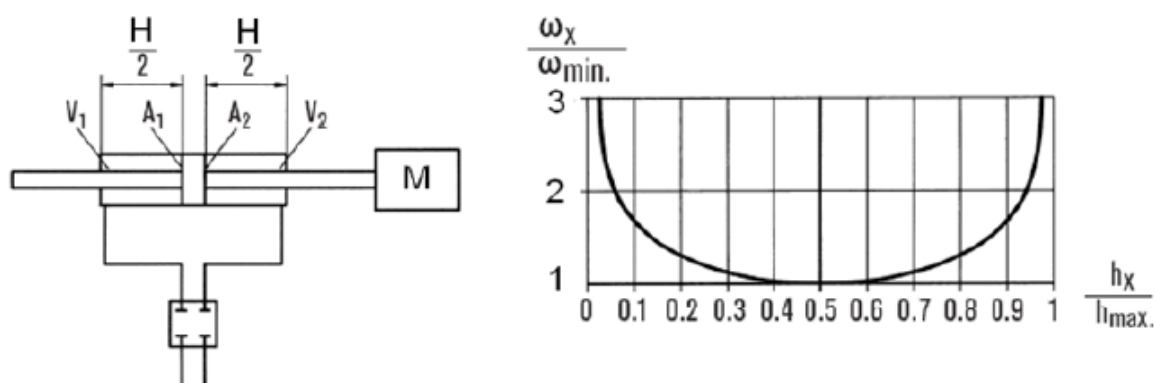
Slika 3. Krutost hidrauličkog diferencijalnog cilindra u ovisnosti o hodu cilindra [2]

Iz slike 3. može se vidjeti da je krutost najveća kada se cilindar nalazi u krajnjim položajima, odnosno kada je potpuno uvučen ili kada je potpuno izvučen.

Minimalna krutost je na udaljenosti klipa $h_x = 0.56H$. Pa se stoga jednadžba (2.9) može napisati na sljedeći način (prema [2]):

$$C_{H \min} = \beta \cdot \left[\frac{A_1^2}{0,56HA_1} + \frac{A_2^2}{0,44HA_2} \right]. \quad (2.10)$$

U ovom završnom radu proučavat će se cilindar s prolaznom klipnjačom pa iz slike 4. slijedi izraz za minimalnu krutost cilindra s prolaznom klipnjačom.



Slika 4. Krutost hidrauličkog cilindra u ovisnosti o hodu cilindra [2]

$$C_{H \min} = \beta \cdot \left[\frac{A_p^2}{0,5HA_p} + \frac{A_p^2}{0,5HA_p} \right]. \quad (2.11)$$

$$C_{H \min} = \frac{4 \cdot \beta \cdot A_p^2}{V} \quad (2.12)$$

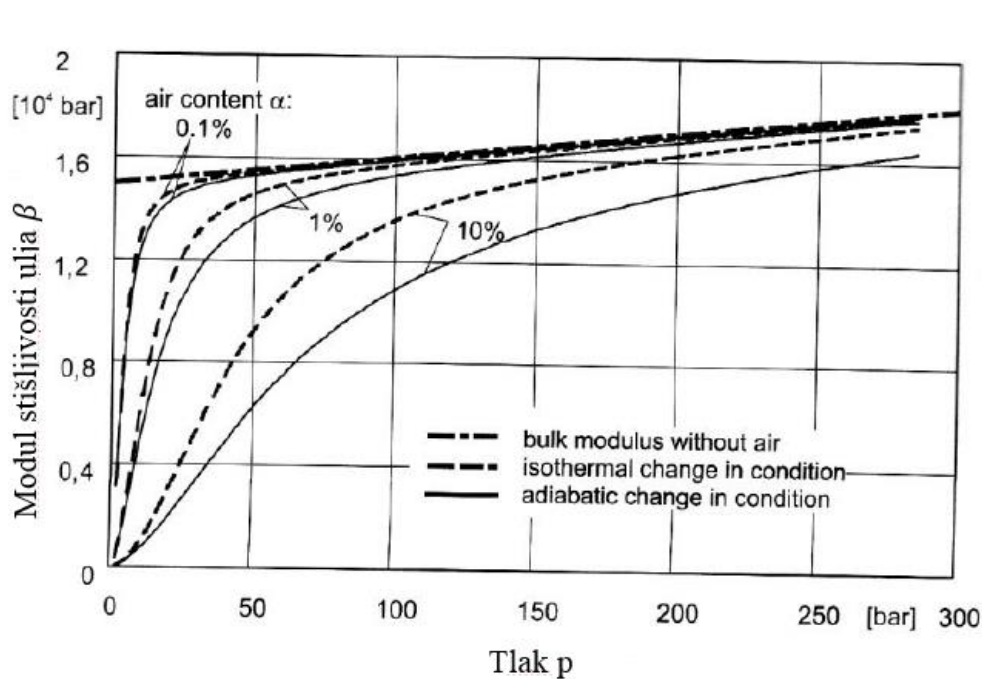
gdje je:

V – ukupni volumen cilindra s prolaznom klipnjačom [m^3], $V = V_1 + V_2$

A_p – površina cilindra s prolaznom klipnjačom [m^2].

Kad se izraz (2.12) uvrsti u izraz (2.6) dobije se izraz za prirodnu frekvenciju hidrauličkog cilindra u obliku:

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4 \cdot \beta \cdot A_p^2}{V}} \text{ [rad/s]}. \quad (2.13)$$



Slika 5. Ovisnost modula stišljivosti mineralnog ulja o tlaku p

Kao što je vidljivo iz slike 5. koeficijent modula stišljivosti mineralnog ulja nije konstantna vrijednost nego se mijenja po krivulji u ovisnosti u tlaku. Značajna je i ovisnost o udjelu zraka u ulju te o načinu promjene stanja (izotermna ili adijabatska). Varijabilnost vrijednosti modula stišljivosti mineralnih ulja značajnija je na manjim tlakovima (ispod 50 bara). Porastom tlaka, vrijednost modula stišljivosti raste. Kako će se kasnije vidjeti, u ovom zadatku radni tlakovi su niski, a zahtjevi za dinamikom visoki, pa je važno voditi računa o utjecaju modula stišljivosti.

2.1.4. Odabir hidrauličkog cilindra

U nastavku su razmatrani različiti tipovi cilindara dvaju proizvođača s izračunatim podacima koji su potrebni za odabir cilindra. Podaci su dani u tablici 1.

$$\text{težina: } F_g = m \cdot g = 120 \cdot 9,81 = 1177,2 \text{ N},$$

$$\text{maksimalna sila ubrzanja (prema gore ili dolje): } F_{a_max} = m \cdot a_{max} = 120 \cdot 5 = 600 \text{ N},$$

$$\text{maksimalna sila: } F_{max} = F_g + F_{a_max} = 1777,2 \text{ N},$$

$$\text{minimalna sila: } F_{min} = F_g - F_{a_max} = 577,2 \text{ N}.$$

Tablica 1. Podaci za različite cilindre

	Cilindar MTS 248.01	Cilindar MTS 248.02	Cilindar MTS 248.03	Cilindar Hanchen 320
A_p [cm ²]	5,23	8,32	14,52	7,31
p_{max} [bar]	33,981	21,361	12,239	24,312
p_{min} [bar]	11,036	6,938	3,975	7,896
Q_{max} [l/min]	47,07	74,88	130,681	65,79
ω_h [rad/s]	49,613	62,576	82,667	62,882

U tablici 1. dani su podaci maksimalnih i minimalnih tlakova, maksimalnog protoka te vlastite frekvencije za različite cilindre (različiti proizvođači s različitim površinama klipova).

Na temelju dobivenih podataka odabran je dvoradni servo cilindar s prolaznom klipnjačom Hanchen 320. Na slici 6. prikazan je presjek cilindra Hanchen 320.



Slika 6. Cilindar Hanchen 320 [5]

Osnovne karakteristike odabranog hidrauličkog cilindra su:

- promjer cilindra $D = 70$ [mm] ,
- promjer klipnjače $d_k = 63$ [mm] ,
- maksimalni hod cilindra $L_{\max} = 170$ [mm] ,
- efektivni hod cilindra $L = 150$ [mm] .

Detaljnije o odabranom hidrauličkom cilindru Hanchen 320 dano je u *Prilogu 1*.

2.2. Elektro – hidraulički servo ventil

Na temelju maksimalne brzine i površine cilindra dobije se izraz za određivanje potrebnog protoka ventila i pada tlaka pri opterećenju (prema [3]).

$$Q_L = A_p \cdot X_L \text{ [m}^3/\text{s]} , \quad (2.14)$$

$$P_L = \frac{F_R}{A_p} \text{ [Pa]} . \quad (2.15)$$

gdje je:

A_p – površina cilindra s prolaznom klipnjačom [m²] ,

X_L – maksimalna zahtjevana brzina klipa [m/s] ,

Q_L – nominalni protok ventila [m³/s] ,

P_L – pad tlaka [Pa] ,

F_R – maksimalna sila [N] .

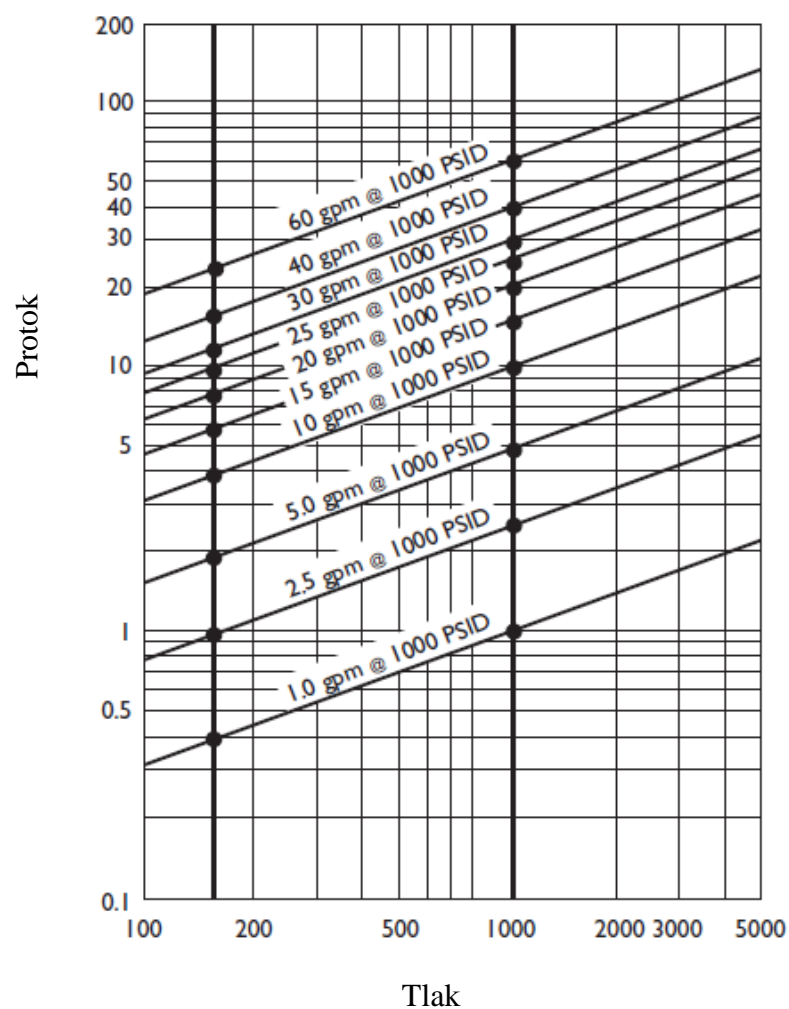
2.2.1. Odabir servo ventila

Odabir ventila vrši se na temelju zahtjeva za protokom i potrebnom dinamikom. Ako je potreban veliki protok koristi se veliki ventil, a ako treba mali protok koristi se mali ventil. Nije dobro uzimati preveliki ventil zbog osjetljivosti, tj. zbog bolje rezolucije upravljanja. Nominalni protok kroz servo ventil dobije se iz izraza (2.16).

$$Q_{no \text{ min a ln i}} = Q_{traženi} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{no \text{ min a ln i}}}{\Delta p_{ventila}}} \text{ [m}^3/\text{s]} , \quad (2.16)$$

$$\Delta p_{ventila} = p_{dobave} - p_{tereta} \text{ [Pa]} , \quad (2.17)$$

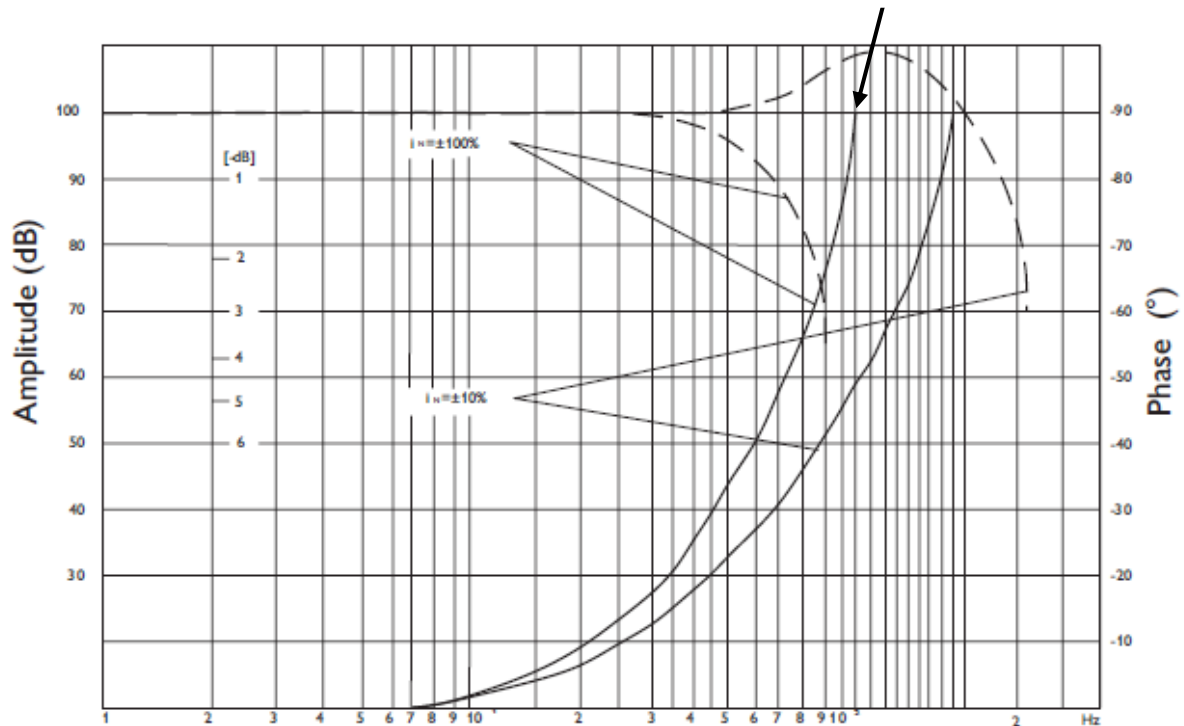
Maksimalni protok $Q_{traženi}$ dobiven je u tablici 1. i iznosi 65,79 l/min. Na slici 7. dan je primjer grafičkog prikaza karakteristike ventila, na osnovu čega se ventili biraju. Kose crte prikazuju ventile različitih veličina. Na temelju dobivenog nominalnog protoka prema izrazu (2.16) i padu tlaka na ventilu odabire se određeni ventil.



Slika 7. Krivulja ovisnosti protoka u tlaku [3]

Drugi zahtjev na temelju kojeg se odabire ventil je njegova dinamika, odnosno zadovoljava li po dinamici. Primjer frekvencijskog odziva ventila Schneider HVM 067 prikazanog u Bodeovom dijagramu dan je na slici 8.

Schneider HVM 067 na 100% signala
struje



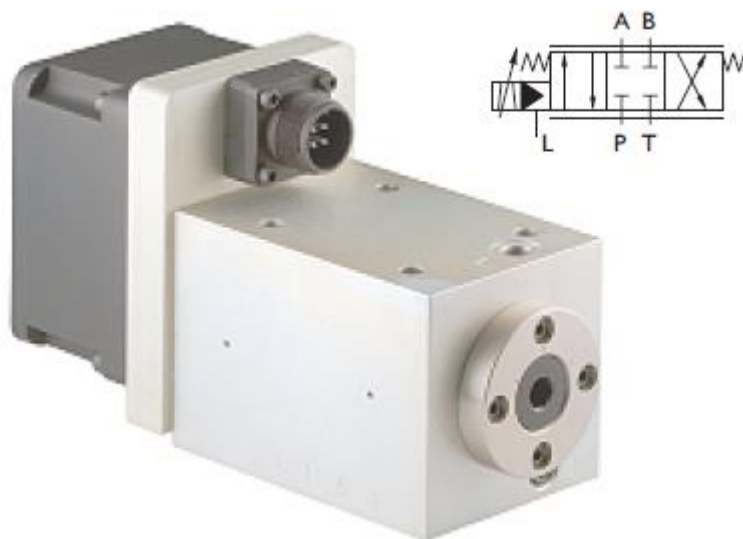
Slika 8. Bode dijagram dinamičkog odziva [7]

Dinamički odziv ventila može se odrediti mjerenjem frekvencije na kojoj fazno kašnjenje iznosi 90° između ulazne struje i izlaznog protoka. Odziv frekvencije ovisi o amplitudi ulaznog signala te o tlaku dobave. Preporučena amplituda vršnog signala je 80% nazivne struje ventila. Odziv servoventila obično se poboljšava povećanjem tlaka dobave.

Neprigušena vlastita frekvencija cjelokupnog sustava prema zahtjevu iz poglavlja 2. *Dimenzioniranje i odabir komponenti*, mora biti veća od 50 Hz. Stoga servo ventil nužno mora nadmašiti traženu frekvenciju, i to po mogućnosti što više. Uzima se najlošiji slučaj, a to je za fazu -90° stupnjeva, pa za konkretni slučaj frekvencija ω_v iznosi 110 Hz, odnosno:

$$\omega_v = 110 \cdot 6,28 = 690,8 \text{ rad/s}$$

Dakle, Schneider elektro-hidraulički servo ventil serije HVM067 može zadovoljiti tražene uvjete protoka i dinamike, pa se u daljnji proračun ide s njegovim podacima. Navedeni ventil prikazan je na slici 9.



Slika 9. Elektro - hidraulički servo ventil Schneider HVM 067 [7]

Karakteristike servo ventila:

- nazivni tlak $p_n = 210$ [bar]
- maksimalni tlak $p_{b\max} = 315$ [bar]
- nazivni protok (pri $\Delta p = 70$ bar) $Q_L = 100$ [l/min]
- raspon ulaznog signal $\pm 10V$

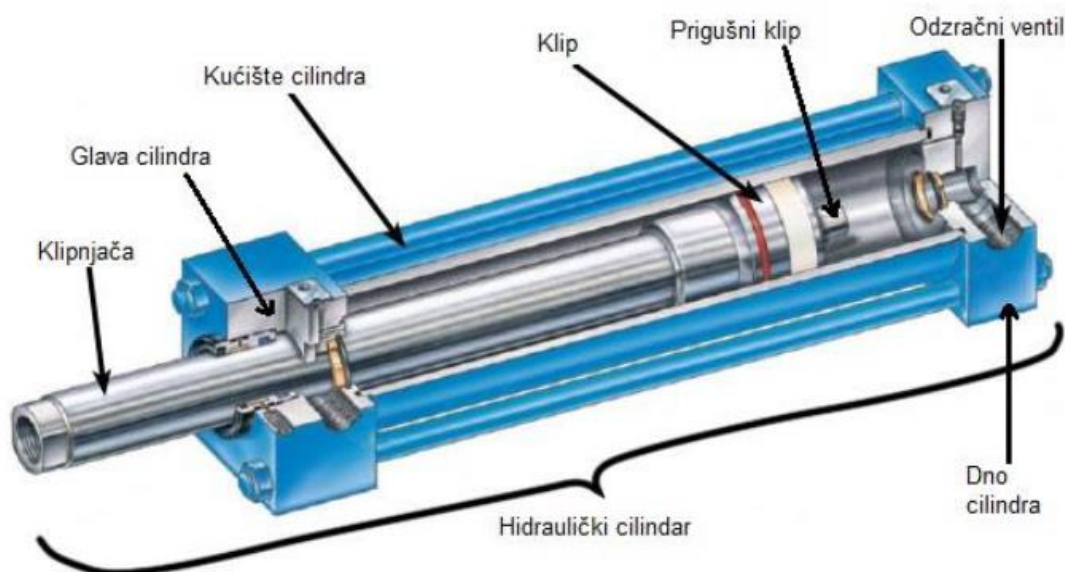
Detaljnije o ovom elektro-hidrauličkom servo ventilu dano je u *Prilogu 2*.

3. Opis elemenata hidrauličkog sustava

3.1. Hidraulički servo cilindar

Hidraulički cilindri omogućavaju vrlo jednostavnu i razmjerno efikasnu pretvorbu hidrauličke energije u linearno gibanje. Ta mogućnost koju pružaju cilindri predstavlja i jednu od značajnih prednosti hidraulike. Hidraulički cilindri jednostavni su elementi. Svaki hidraulički cilindar sastoji se od osnovnih dijelova koji su prikazani na slici 10.:

- klipa
- klipnjače
- glave cilindra
- dna cilindra
- kućišta cilindra
- prigušnog klipa (kao produžetak glave klipa)
- priključača i pomoćnih komponenti (vijci matice, osigurači)



Slika 10. Hidraulički cilindar i osnovni dijelovi [4]

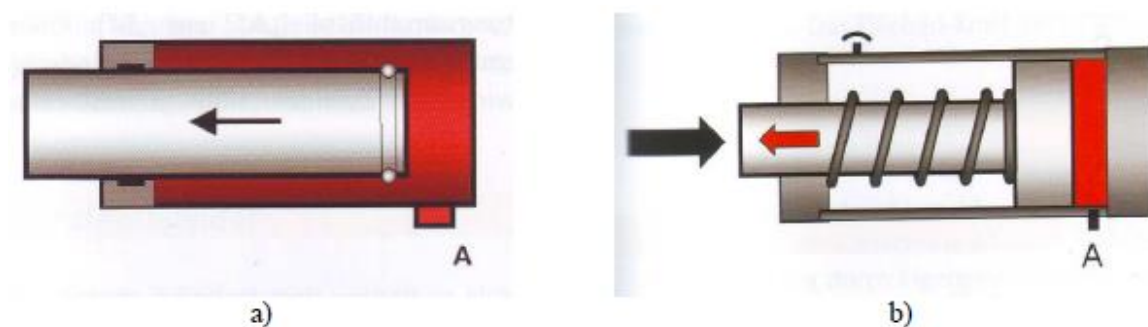
Ti dijelovi se međusobno mogu spojiti na više načina. Spajanje cijevi cilindra s glavom i dnom može se izvesti navojem, navojnim šipkama ili vijcima, te zavarivanjem.

Cilindri se prema djelovanju sile, odnosno korisnog rada koji obavljaju dijele na:

- jednoradne
- dvoradne

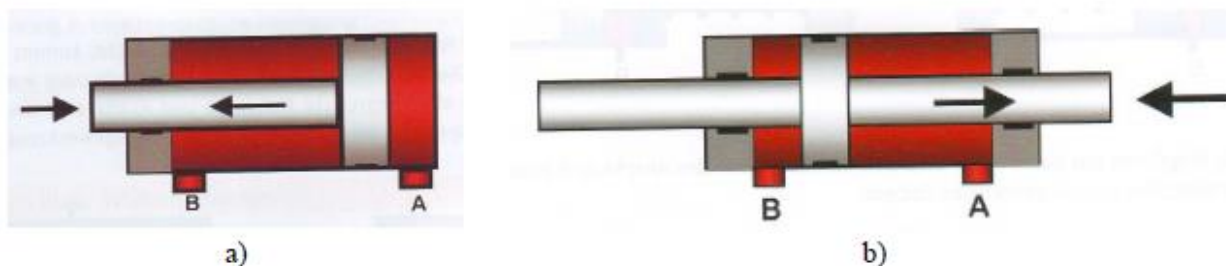
Jednoradni cilindri (slika 11.), obavljaju koristan rad samo u jednom smjeru, a dvoradni (slika 12.) u oba smjera. Jednoradni najčešće imaju samo jedan hidraulički priključak, a dvoradni dva. Klipovi jednoradnih cilindara vraćaju se u početni položaj masom tereta kojeg podižu ili vlastitom masom, te oprugama.

Dvoradni cilindri mogu biti diferencijalni ili s prolaznom klipnjačom (slika 11.). Diferencijalni cilindar ima točno određeni omjer površine klipa i klipnjače i taj omjer iznosi najčešće 2 (dakle dvostruko je veća površina klipa s jedne strane). Cilindar s prolaznom klipnjačom ima iste površine s jedne i s druge strane, pa su i njegove karakteristike simetrične tijekom gibanja na obje strane, što ga čini pogodnim u različitim servo primjenama. Na taj način je zbog simetričnosti olakšano podešavanje regulatora.



Slika 11. Jednoradni cilindar [1]

- a) s uronjenom klipnjačom
- b) s povratnim hodom pomoću opruge



Slika 12. Dvoradni cilindar [1]

- a) s uronjenom klipnjačom
- b) s povratnim hodom pomoću opruge

Hidraulički cilindar je aktuator koji pretvara energiju stlačenog fluida u mehaničku energiju uz visok stupanj iskoristivosti. Kod servo cilindra stupanj korisnog djelovanja može iznositi i do $\eta = 0,99$. Najčešći fluid koji se koristi je mineralno ulje, a mogu se još koristiti i razna sintetička ulja i emulzije.

Servo cilindri zajedno sa opterećenjem formiraju sustav koji može imati vrlo brze odzive i pružati velike sile. Zato su pogodni za razna dinamička ispitivanja, poput ovog koji je tema ovog rada.

Servo cilindar Hanchen 320



Slika 13. Cilindar Hanchen 320 [5]

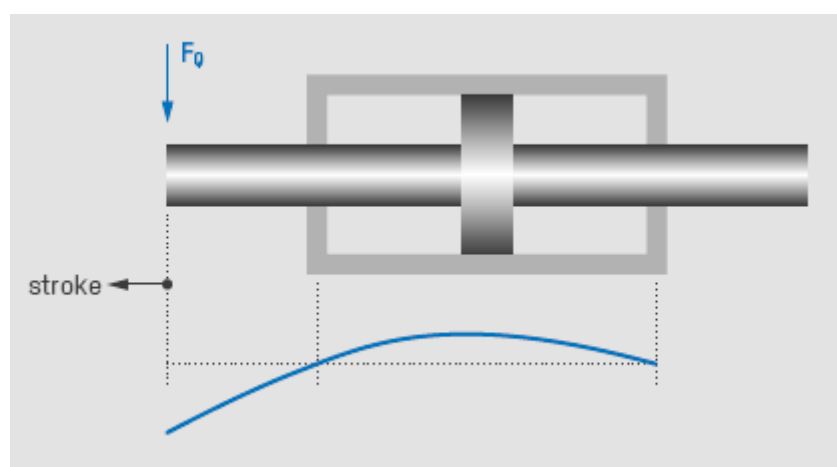
Na slici 13. prikazan je presjek i stvarni izgled servo cilindra Hanchen 320.

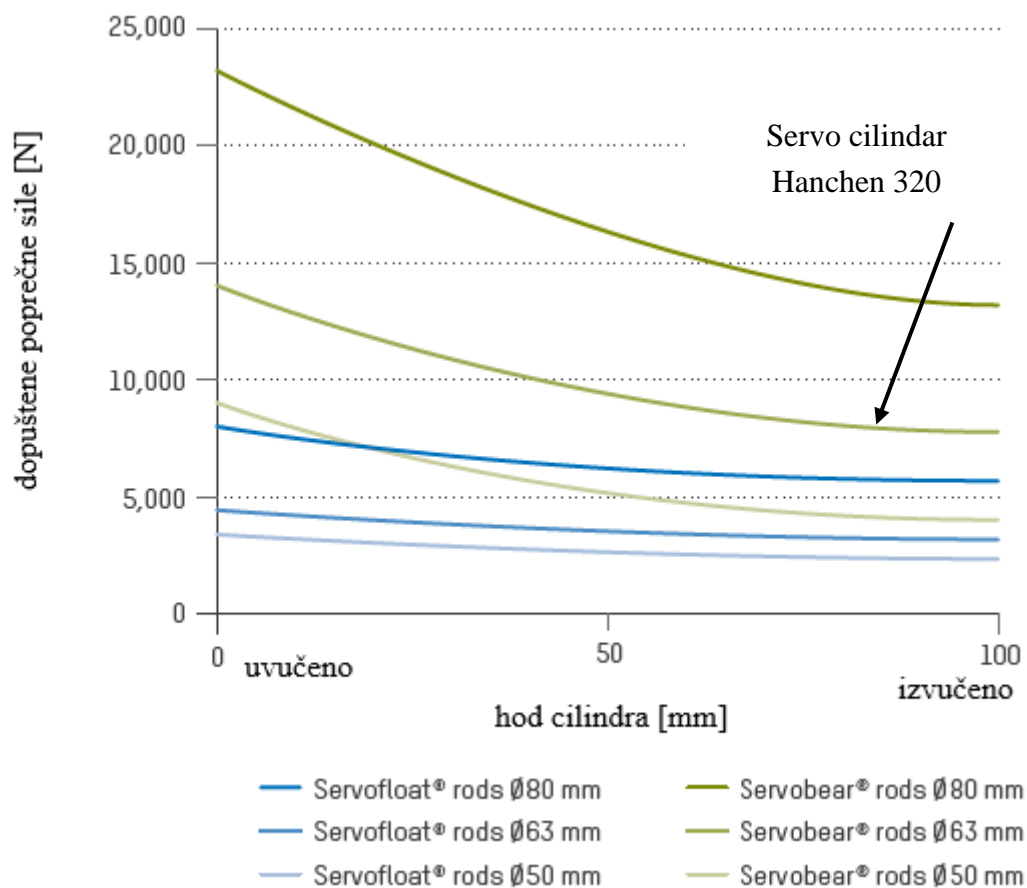
Neke prednosti servocilindara (prema [5]):

- cilindri su stabilni za svaki širi raspon frekvencije i imaju visoka svojstva krutosti
- pogodni su za visoke brzine i mogu izdržati velike poprečne sile
- zahvaljujući dobrom brtvljenju i sustavu za navođenje cilindar ne treba dodatnu uljnu pumpu za nadoknadu curenja
- provrti sa milimetarskom točnošću – to štedi troškove rada i povećava korisno djelovanje

Karakteristike izrade (prema [5]):**Slika 14. Provrti cilindra sa milimetarskom točnošću [5]**

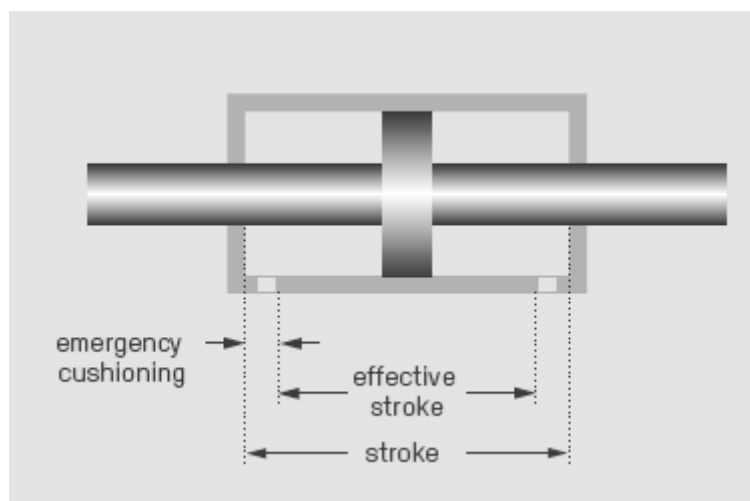
Prilikom izrade hidrauličkog cilindra važno je da cilindri imaju svojstvo podnijeti poprečne sile ili bočno opterećenje koje djeluje na klipnjaču cilindra (slika 15.).

**Slika 15. Poprečna sila na klipnjaču cilindra [5]**



Slika 16. Dijagram ovisnosti poprečnih sila u odnosu na hod cilindra [5]

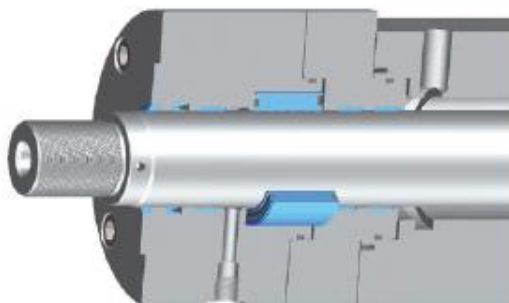
Također važno svojstvo kod izrade cilindra je imati zaštitu od nepredviđenog gibanja. Na svakom kraju hoda klipa dodan je zaštitni prigušni hod koji štiti cilindar od udaraca i oštećenja. Duljina zaštitnog prigušnog hoda uključena je u maksimalni hod cilindra. Hod cilindra bez prigušnog hoda naziva se efektivni hod cilindra, što se vidi na slici 17. Kod odabranog cilindra maksimalni hod je 170 mm, a efektivni 150 mm.



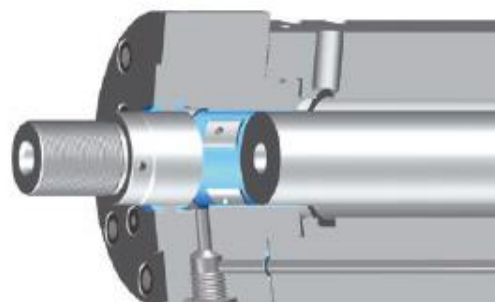
Slika 17. Maksimalni i efektivni hod cilindra [5]

Prilikom odabira cilindra razmatralo se između dva tipa vođenja klipnjače, a to su:

- a) SERVOFLOAT – konstruiran sa patentiranim plivajućim otvorom brtve za vrlo malo trenje
- b) SERVOBEAR – konstruiran sa hidrostatičkim vodičem klipnjače za najveća bočna opterećenja



Slika 18. [5] a) SERVO FLOAT



b) SERVO BEAR

Nakon analiziranja odabran je Servobear tip cilindra.

Karakteristike Servobear tipa cilindra (prema [5]):

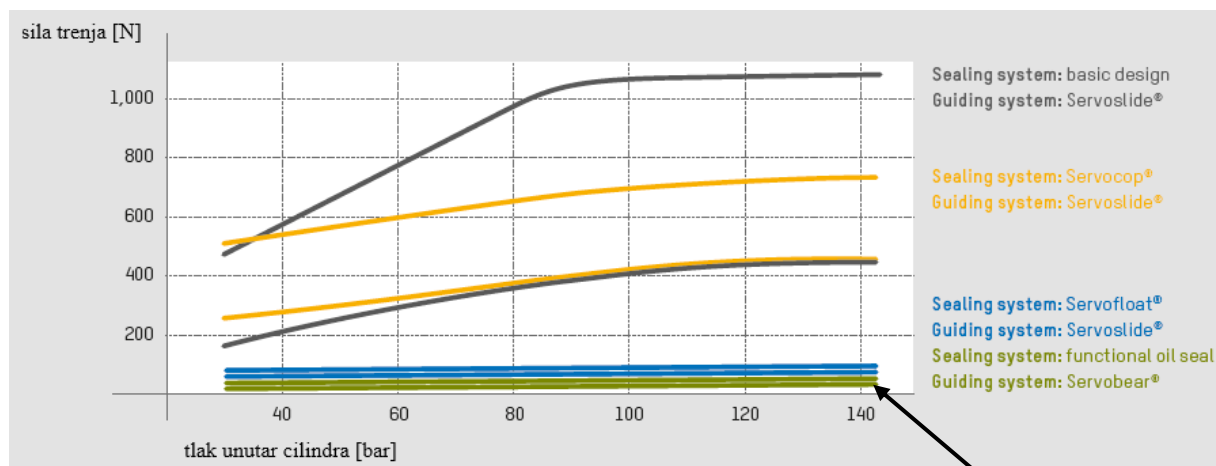
- mala osciliranja na hodu cilindra
- velike dinamike >25 Hz
- može podnijeti najveća bočna opterećenja
- ekstremno malo trenje

Brtveni sustav Servobear tipa je sa pomičnim prstenom koji je prikazan na slici 19.



Slika 19. Sustav za vođenje i brtveni sustav cilindra [5]

Sila trenja koja se javlja ovisi o izradi sustava za vođenje i brtvenog sustava cilindra. Servobear tip proizvodi ekstremno malo trenje što je prikazano na slici 20.



Cilindar Hanchen 320

Slika 20. Sila trenja u cilindru [5]

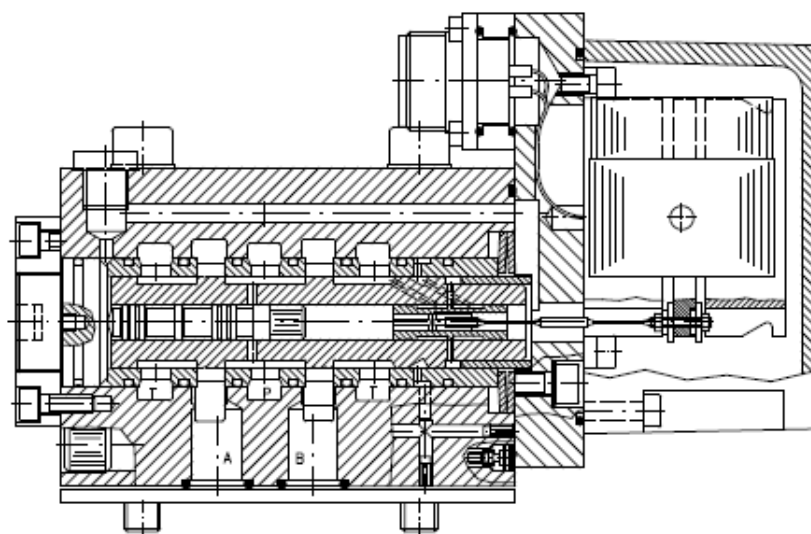
Za konkretni slučaj na slici 20. može se očitati sila trenja F_{rr} u iznosi od oko 30 do 40 N. Pri tom ta sila nije ovisna o tlaku.

3.2. Elektro – hidraulički servo ventil

Elektro hidraulički servo ventil predstavlja važnu komponentu u elektro-hidrauličkim servo sustavima. To je osnovna upravljačka komponenta koja omogućuje povezivanje električkog i elektroničkog dijela s hidrauličkim dijelom sustava. Zbog toga je za razumijevanje rada servo ventila potrebno poznavanje električkih pojava koje su u njemu prisutne, kao i zakona mehanike i hidraulike. Kod elektro-hidrauličkog servo ventila, električki ulazni signal napona pretvara se u električnom pojačalu, razmjerno visini napona, u električnu struju. U slučaju odabranog ventila u ovom radu ulazni naponski signal je $\pm 10V$ (vidjeti *Prilog 2*). Tehničke prednosti servo uređaja su kontrolirani prijelazi između radnih položaja, kontinuirano upravljanje protokom ili tlakom radnog fluida te smanjenje broja hidrauličkih uređaja za određeno upravljanje.

Generalno gledano karakteristike servo ventila su brzi odziv i mali hod. Glavne prednosti hidrauličke komponente su (prema [6]):

- laka i precizna kontrola pozicije i brzine
- dobra karakteristika krutosti
- brzi odziv kada se mijenja brzina ili smjer
- mali stupanj trošenja.



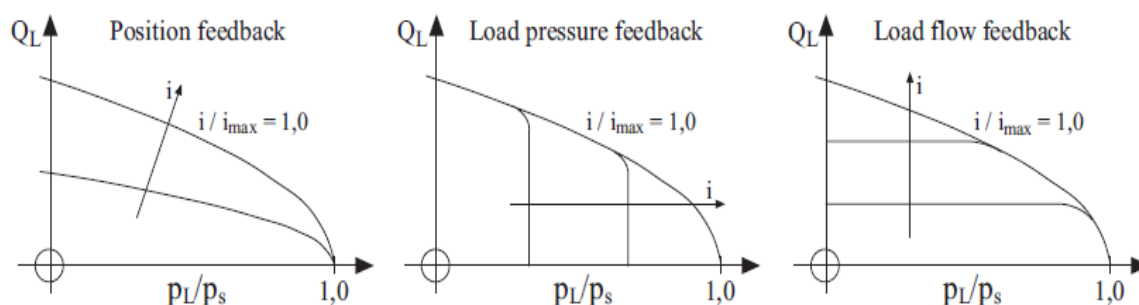
Slika 21. Direktno upravljani servo ventil : Schneider HVM 067 [7]

Ako ventil nije aktivan, razvodni klip se drži u srednjem položaju. Aktiviranje razvodnog klipa vrši se pojačanim ulaznim signalom. Ako se klip ventila pomakne u lijevo, u tom slučaju se ostvaruje veza između P i A, te T i B kanala. Hod klipa ventila je proporcionalan električnom signalu.

Elektro – hidraulički servo ventil povezuje elektronički i hidrauličko – mehanički dio hidrauličkog sustava. Kako je na ulazu u servo ventil strujni signal, on je proporcionalno transformiran sa različitim tipovima povratne veze u mehanički ili hidraulički signal.

3.2.1. Tipovi povratne veze

Karakteristika protok-tlak pokazuje kakva se povratna veza koristi u ventilu. Postoje tri tipa povratne veze. To su povratna veza pozicije razvodnog klipa servo ventila (engl. spool position feedback), povratna veza tlaka tereta (engl. load pressure feedback) i povratna veza protoka tereta (engl. load flow feedback), a karakteristike su dane na slici 22.



Slika 22. Oblik krivulje protok-tlak koristeći za različit tip povratne veze [6]

Povratna veza pozicije razvodnog klipa servo ventila koja se koristi slučajno kada je pomak razvodnog klipa servo ventila proporcionalan ulaznom signalu, može se ostvariti na različite načine, pomoću mehaničke poluge ili sa električnim signalom. Za odabrani servo ventil Schneider HVM 067 promjena razvodnog položaja vrši se električnim signalom.

3.2.2. Koeficijenti ventila

Koeficijenti ventila mogu se opisati diferencijalnom jednačbom (3.1) koja je rješenje krivulje protoka u ovisnosti o tlaku (prema [6]).

$$q_L = C_q \cdot w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(p_s - \frac{x_v}{|x_v|} \cdot p_L \right)} \quad [\text{m}^3/\text{s}] , \quad (3.1)$$

gdje je:

C_q – koeficijent protoka , (tipičan $C_q=0.61$) ,

p_s – tlak dobave [Pa],

w – opseg razvodnog klipa [m],

$p_L = p_1 - p_2$ – razlika tlaka opterećenja [Pa],

x_v – pomak razvodnog klipa servo ventila [m],

ρ – gustoća fluida [kg/m^3],

p_1 - tlak u radnoj komori cilindra [Pa],

p_2 - tlak u povratnoj komori cilindra [Pa].

Za elektro – hidraulički servo ventil koji ima električni ulazni signal i_v , pomak razvodnog klipa servo ventila x_v je proporcionalan ulaznom signalu i_v , pa izraz (3.1) poprima sljedeći oblik (prema [6]):

$$x_v = K_i \cdot i_v \quad [\text{m}] , \quad (3.2)$$

$$q_L = K_i \cdot C_q \cdot w \cdot i_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(p_s - \frac{x_v}{|x_v|} \cdot p_L \right)} \quad [\text{m}^3/\text{s}] , \quad (3.3)$$

gdje je:

K_i - pojačanje ulaznog signala [m/A].

Uz pretpostavku konstantnog tlaka dobave, dobiju se koeficijenti ventila prema sljedećim izrazima (prema [6]):

$$\text{koeficijent pojačanja protoka :} \quad K_q = \left[\frac{\partial q_L}{\partial x_v} \right]_{p_L = \text{const}} \quad (3.4)$$

$$\text{koeficijent protok-tlak :} \quad K_C = \left[- \frac{\partial q_L}{\partial p_L} \right]_{x_v = \text{const}} \quad (3.5)$$

$$\text{koeficijent osjetljivosti tlaka : } K_p = \left[\frac{\partial q_L}{\partial x_v} \right]_{q_L = \text{const}} \quad (3.6)$$

Za elektro – hidraulički servo ventil gdje je ulazna veličina struja na špuli i_v koeficijenti ventila definirani na sljedeći način (prema [6]) :

$$\text{koeficijent pojačanja protoka : } K_{qi} = \left[\frac{\partial q_L}{\partial i_v} \right]_{p_L = \text{const}} \quad (3.7)$$

$$\text{koeficijent protok-tlak : } K_{ci} = \left[- \frac{\partial q_L}{\partial p_L} \right]_{i_v = \text{const}} \quad (3.8)$$

$$\text{koeficijent osjetljivosti tlaka : } K_{pi} = \left[\frac{\partial q_L}{\partial i_v} \right]_{q_L = \text{const}} \quad (3.9)$$

Razmatrajući u ovom radu cilindar s prolaznom klipnjačom izrazi za jednadžbu protoka ventila (3.1) i (3.3) mogu se zapisati na sljedeći način (prema [6]):

$$q_L = C_q \cdot w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} \quad [\text{m}^3/\text{s}] , \quad (3.10)$$

$$q_L = K_i \cdot C_q \cdot w \cdot i_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} \quad [\text{m}^3/\text{s}] , \quad (3.11)$$

odnosno izrazi za koeficijente ventila (3.4) do (3.9) mogu se napisati na sljedeći način:

$$K_q = C_q \cdot w \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} \quad [\text{m}^3/\text{s A}] , \quad (3.12)$$

$$K_c = \frac{C_q w x_v}{2 \sqrt{\rho (p_s - p_L)}} \quad [\text{m}^3/\text{s Pa}] , \quad (3.13)$$

$$K_p = \frac{K_q}{K_c} \quad [\text{Pa/A}] , \quad (3.14)$$

$$K_q = K_i \cdot C_q \cdot w \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} \quad [\text{m}^3/\text{s A}] , \quad (3.15)$$

$$K_c = \frac{K_i \cdot C_q w \cdot i_v}{2 \sqrt{\rho (p_s - p_L)}} \quad [\text{m}^3/\text{s Pa}] , \quad (3.16)$$

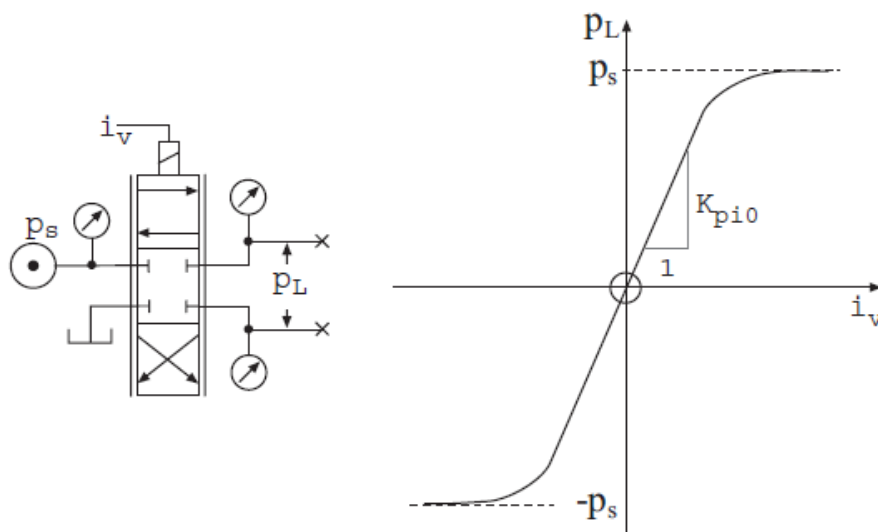
$$K_{pi} = \frac{K_{qi}}{K_{ci}} \text{ [Pa/A] ,} \quad (3.17)$$

Koeficijent pojačanja protoka može se očitati iz tehnoloških podataka o Schneider HVM 067 servo ventilu iz *Priloga 3*.

Koeficijent pojačanja protoka iznosi :

$$K_{qi} = 4,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s mA}$$

Pomicanjem ventila i bilježenjem promjena tlaka opterećenja p_L u ovisnosti ulazne struje, može se mjeriti osjetljivost tlaka.



Slika 23. Linija osjetljivosti tlaka za ventil s kritičnim centrom

Razlika tlaka opterećenja p_L ubrzano raste do vrijednosti tlaka dobave nakon malog povećanja ulazne struje. Tipičan iznos koeficijenta osjetljivosti tlaka izračunava se prema sljedećem izrazu:

$$K_{pi} = \frac{0,8 \cdot p_s}{0,01 \cdot i_{v \max}} \text{ [Pa/A] ,} \quad (3.18)$$

Vrijednost ulazne struje može se isčitati prema kataloškim podacima o servo ventilu u *Prilogu 3*.

$$i_{v \max} = 600 \text{ [mA]}$$

Nominalni tlak dobave može se isčitati prema kataloškim podacima o servo ventilu u *Prilogu 2*.

$$p_s = 210 \text{ [bar]}$$

Uvrštavajući vrijednosti ulazne struje i nominalnog tlaka dobave u izraz (3.18), može se dobiti koeficijent osjetljivosti tlaka:

$$K_{pi} = \frac{0,3 \cdot 210 \cdot 10^5}{0,01 \cdot 600} = 1,05 \cdot 10^6 \text{ [Pa/mA]} , \quad (3.19)$$

Nakon izračunatih vrijednosti za koeficijent pojačanja protoka i koeficijent osjetljivosti tlaka prema izrazu (3.17) može se odrediti koeficijent protok-tlak:

$$K_{ci} = \frac{4,2 \cdot 10^{-6}}{1,05 \cdot 10^6} = 4 \cdot 10^{-12} \text{ [m}^3\text{/s Pa]} , \quad (3.20)$$

Dobiveni koeficijenti koristit će se u matematičkom modelu te u simulacijama modela.

3.3. Ostali hidraulički elementi

3.3.1. Hidraulička pumpa

Predviđeno je korištenje hidrauličke pumpe fiksne volumena, i to zupčasta pumpa s unutarnjim ozubljenjem ili eventualno krilne pumpe koje mogu zadovoljiti traženi protok i radni tlak.

3.3.2. Ventil za ograničenje tlaka

Koristit će se ventil za ograničenje tlaka, odnosno ventil za rasterećenje, koji treba preusmjeriti protok iz pumpe u spremnik kada je akumulator napunjen i kada je tlak na razini namještenog radnog tlaka u sustavu.

3.3.3. Akumulator

Akumulator u ovom sustavu služi da održava radni tlak koliko god je to moguće konstantnim u razini koja je namještena ventilom za ograničenje tlaka. Ovdje će se koristiti akumulator s plinom, i to membranski.

Ostali elementi koji se još koriste su filteri, cijevovodi, priključci, priključne ploče, razni senzori i itd. Odabir navedenih hidrauličkih elemenata nije bio predmet ovog završnog rada pa se nije ulazilo u detaljniju analizu.

4. Matematički model hidrauličkog vibracijskog uređaja

Matematički model nekog sustava prikazuje funkcijske ovisnosti između izlaznih i ulaznih veličina sustava odnosno dijelova sustava i iskazuje se odgovarajućim diferencijalnim ili integralno-diferencijalnim jednažbama. Kod hidrauličkog sustava, za postavljanje matematičkog modela koriste se zakoni očuvanja energije i materije. Svrha postavljanja matematičkog modela je da se što bolje opiše dinamičko ponašanje neke komponente sustava.

Nelinearni sustavi opisuju se nelinearnim diferencijalnim jednažbama, dok se linearni opisuju linearnim diferencijalnim jednažbama s konstantnim koeficijentima. Nelinearnosti u elementima teško se matematički opisuju i teško je predvidjeti ponašanje sustava. Najznačajnija nelinearnost je ovisnost tlaka i protoka fluida, što otežava automatsko upravljanje elektro-hidrauličkim sustavom.

Točno izvođenje matematičkog modela je vrlo važno za mogućnost upravljanja i reguliranja sustava. Postupak računalne simulacije predstavlja nezaobilazan korak u postupku matematičkog modeliranja kojim se stječe dublji uvid u ponašanje realnog sustava u radu. Računalna simulacija služi kao alat za predviđanje i objašnjenje različitih fenomena koji se mogu pojaviti pri određenim stanjima razmatranog sustava.

Kombinacija servo ventila i hidrauličkog cilindra je jedna od najčešćih korištenih kombinacija u elektro-hidrauličkim sustavima. U nastavku završnog rada dan je matematički model hidrauličkog cilindra i matematički model elektro – hidrauličkog servo ventila koji su najvažniji elementi u realizaciji ovog vibracijskog uređaja.

4.1. Model hidrauličkog cilindra

Hidraulički cilindar opisan je sljedećim jednažbama (prema [6]):

$$Q_1 = A_1 \frac{dx_p}{dt} + \left(K_{ci} + \frac{V_1(x_p)}{\beta} \right) \frac{dp_1}{dt}, \quad (4.1)$$

$$Q_2 = A_2 \frac{dx_p}{dt} - \left(K_{ci} + \frac{V_2(x_p)}{\beta} \right) \frac{dp_2}{dt}, \quad (4.2)$$

gdje je:

β - modul stišljivosti ulja [Pa],

A_1 - površina radne komore cilindra [m^2],

A_2 - površina povratne komore cilindra [m^2],

V_1 - volumen radne komore cilindra [m^3],

V_2 - volumen povratne komore cilindra [m^3],

p_1 - tlak u radnoj komori cilindra [Pa],

p_2 - tlak u povratnoj komori cilindra [Pa],

Q_1, Q_2 - protočni volumeni kroz komore cilindra [m^3/s].

K_{ci} - koeficijent protok-tlak [$\text{m}^3/\text{s Pa}$]

Modul stišljivosti fluida β definiran je izrazom.

$$\beta = -V \frac{dp}{dv}. \quad (4.3)$$

Volumeni dviju komora cilindra mijenjaju se s pomakom klipa cilindra x_p na sljedeći način (prema [8]):

$$V_1(x_p) = V_{01} + A_1 \cdot x_p, \quad (4.4)$$

$$V_2(x_p) = V_{02} - A_2 \cdot x_p, \quad (4.5)$$

gdje je:

V_{01} - početni volumen radne komore cilindra [m^3],

V_{02} - početni volumen povratne komore cilindra [m^3],

x_p - pomak klipa cilindra [m].

Kao realna pretpostavka uzima se da je klip centriran na način da su mu početni volumeni u komorama s jedne i druge strane jednaki. U slučaju ovakve pretpostavke sam model je pogodniji za daljnju analizu, a u konačnici i dobivene rezultate je lakše interpretirati. Ta pretpostavka odgovara i realnim testnim uvjetima, kada će gibanje stolice koju pokreće klip cilindra kretati iz nekog nultog položaja koji je upravo na sredini hoda klipa. Iz toga je lako zaključiti da suma daje ukupni volumen:

$$V_u = V_{01} + V_{02} = 2V_0. \quad (4.6)$$

Kako se koristi simetrični cilindar može se pisati:

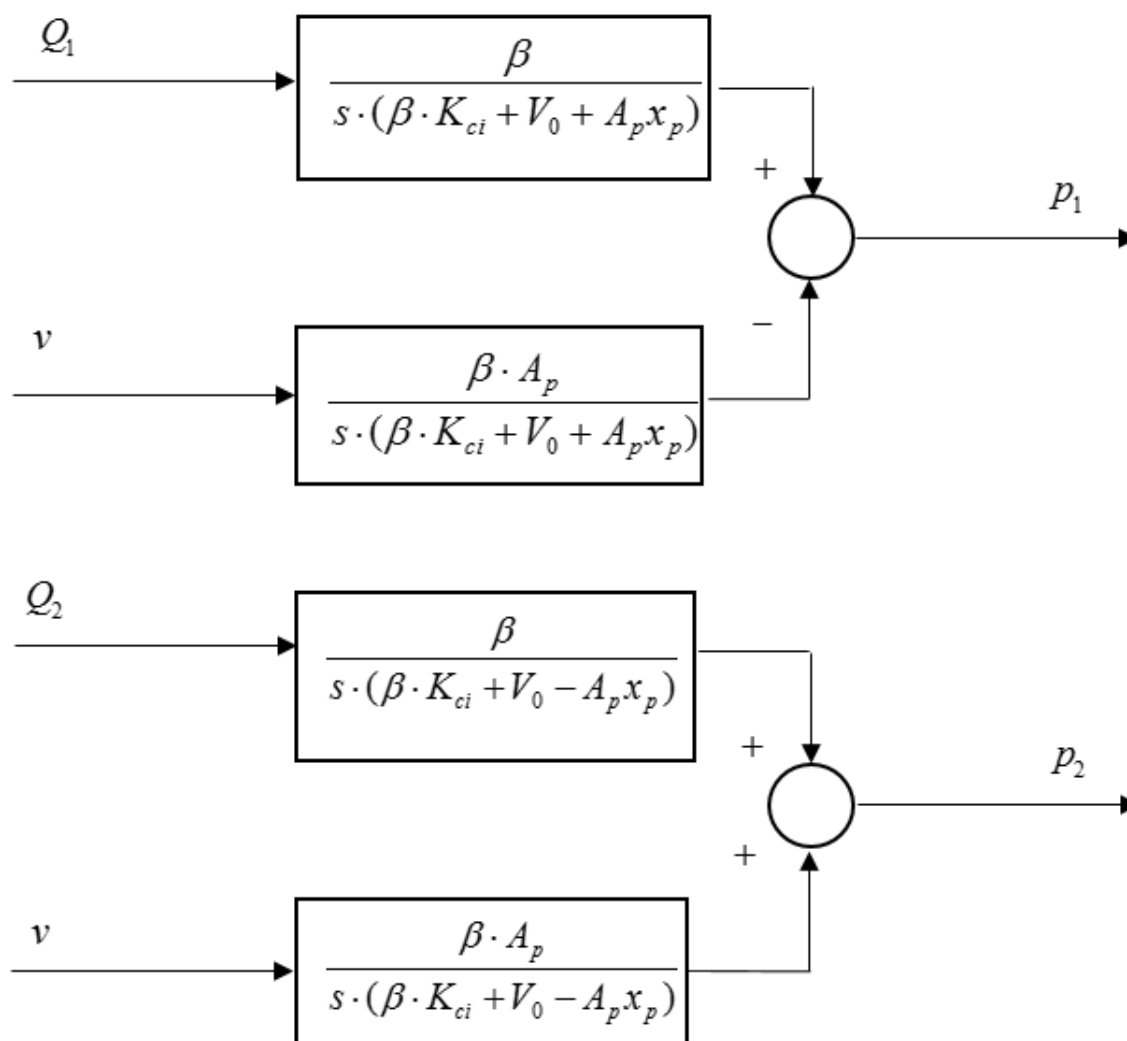
$$A_1 = A_2 = A_p. \quad (4.7)$$

Ponašanje tlakova unutar dviju komora cilindra dobije se iz izraza (4.1) i (4.2) te (4.4.) i (4.5) i iznosi:

$$\dot{p}_1 = \frac{\beta}{\beta \cdot K_{ci} + V_0 + A_p x_p} (Q_1 - A_p \dot{x}_p), \quad (4.8)$$

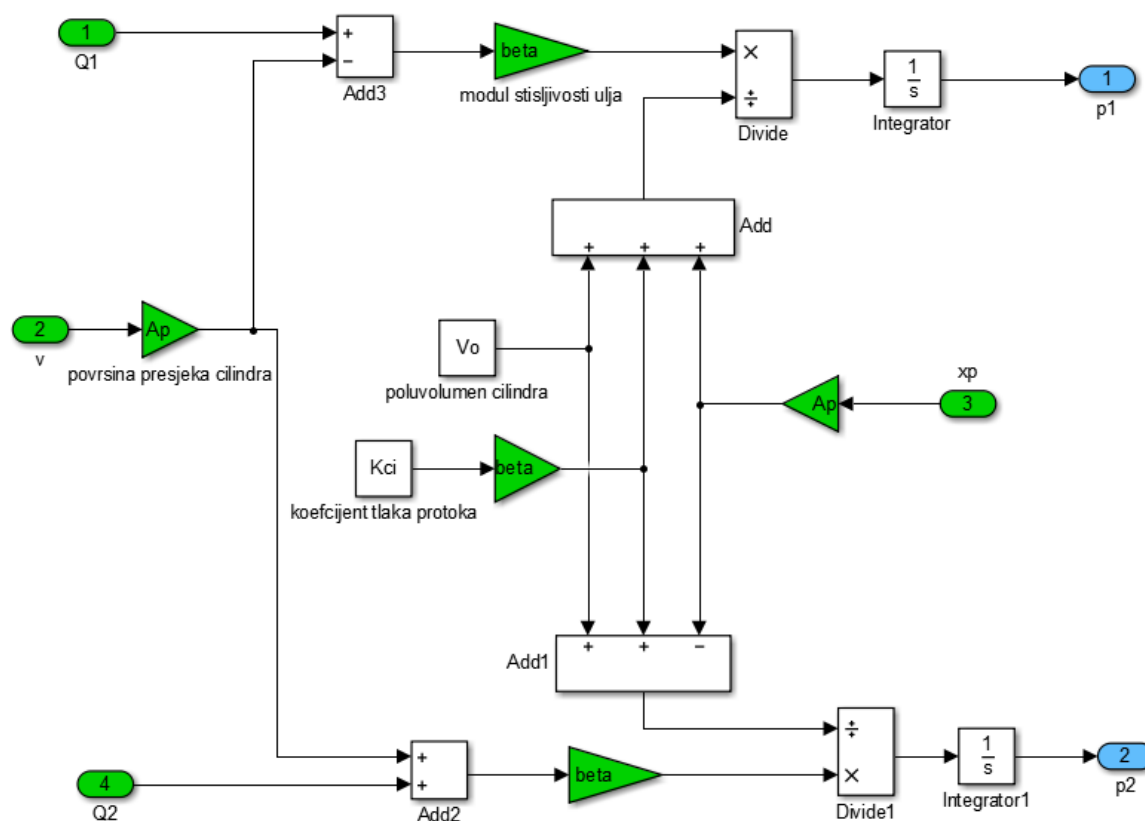
$$\dot{p}_2 = \frac{\beta}{\beta \cdot K_{ci} + V_0 - A_p x_p} (Q_2 + A_p \dot{x}_p). \quad (4.9)$$

Blok shema izraza za tlak u cilindru prikazana je na slici 24.



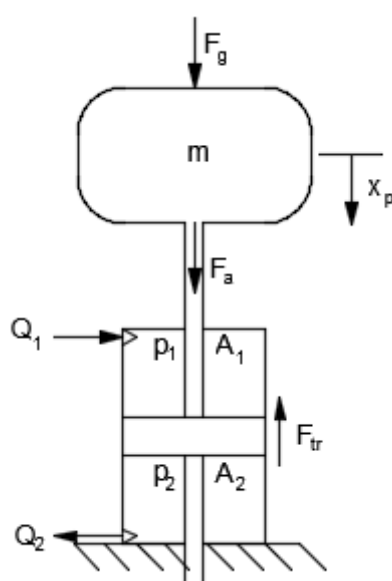
Slika 24. Blok shema prema izrazima za tlakove u cilindru

Na slici 25. dan je prikaz u Matlab/Simulink-u podsustav jednadžbi tlakova prema izrazima (4.8) i (4.9).



Slika 25. Jednadžbe tlakova u komorama cilindra u Matlab/Simulink-u

U nastavku je objašnjen mehanički dio hidrauličkog sustava koji je prikazan na slici 26.



Slika 26. Shema mehanizma hidrauličkog sustava

Mehanički dio sustava može se opisati sljedećim dinamičkim jednadžbama:

$$m \cdot \ddot{x}_p = F_a + F_g - F_{tr}, \quad (4.10)$$

$$F_a = p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2, \quad (4.11)$$

$$A_1 = A_2 = A_p, \quad (4.12)$$

$$F_g = m \cdot g, \quad (4.13)$$

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{m} \cdot (F_g + p_1 \cdot A_p - p_2 \cdot A_p - F_{tr}). \quad (4.14)$$

gdje je:

m - masa tereta i klipa s klipnjačom [kg],

F_g - težina [N],

F_a - hidraulička sila cilindra [N],

F_{tr} - sila trenja [N],

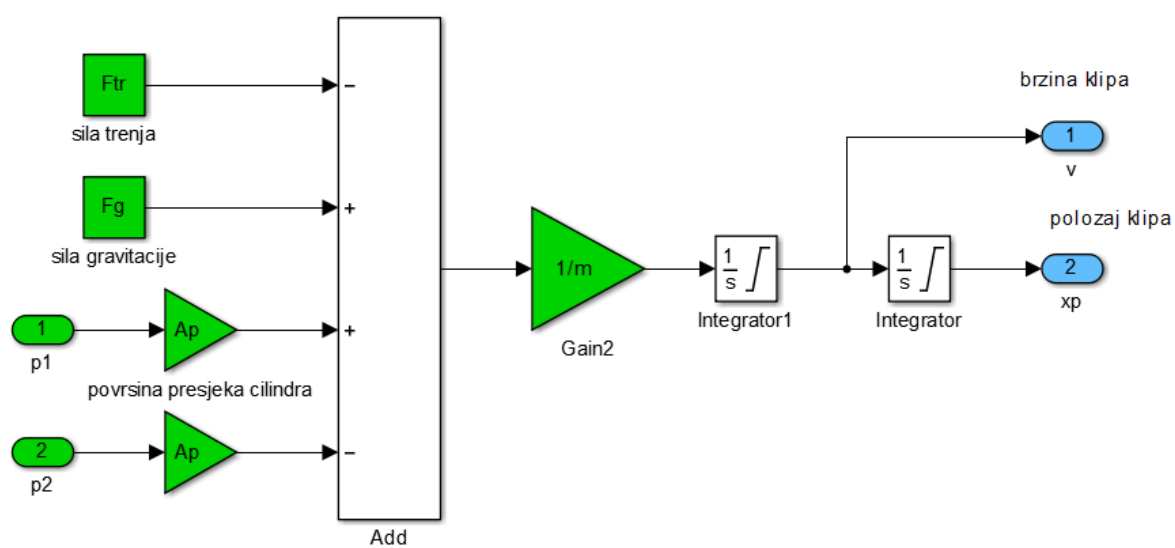
x_p - pomak klipa cilindra [mm].

A_p - površina cilindra [m²],

p_1 - tlak u radnoj komori cilindra [Pa],

p_2 - tlak u povratnoj komori cilindra [Pa].

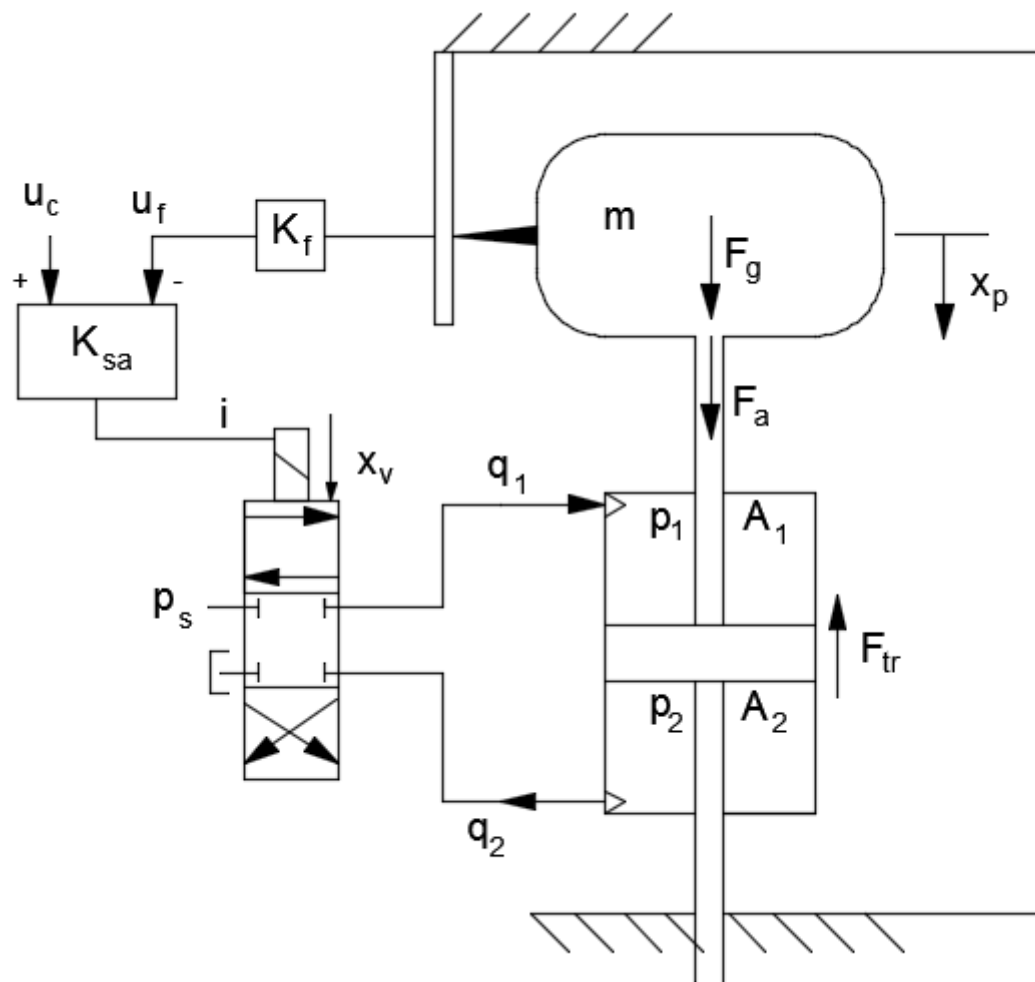
Na slici 27. prikazan je podustav dinamike hidrauličkog sustava prema izrazu (4.14) u programskom jeziku Matlab/Simulink.



Slika 27. Dinamika sustava u Matlab/Simulink-u

4.2. Model hidrauličkog servo ventila

Hidraulički sustav koji se obrađuje u ovom završnom radu dan je u shematskom prikazu na slici 29. Koristit će se povratna veza po poziciji.



Slika 28. Shematski prikaz pozicijskog servo sustava

Ovaj pozicijski servo sustav je hidraulički sustav kod kojeg elektro – hidraulički servo ventil upravlja cilindrom sa prolaznom klipnjačom. Vodeća veličina (promjenljiva referentna veličina) generira se u računalu, koje simulira gibanje vozila po cesti te odziv vertikalne dinamike vozila (ovjesa). Tako je ovaj hidraulički vibracijski uređaj dio jednog „Hardware-in-the-loop“ (HIL) sustava.

Nakon linearizacije i Laplace-ove transformacije izraza (3.10) dobije se izraz za protok kroz ventil u obliku:

$$Q_1(s) = K_{qi} \cdot X_v(s) - K_{ci} \cdot P_1(s), \quad (4.15)$$

$$Q_2(s) = K_{qi} \cdot X_v(s) + K_{ci} \cdot P_2(s). \quad (4.16)$$

Pretpostavljajući da nema curenja u cilindru, dobije se nakon linearizacije i Laplace-ove transformacije hidrodinamička jednadžba u obliku:

$$Q_1(s) = A_1 s X_p(s) + \frac{V_1}{\beta} s P_1(s), \quad (4.17)$$

$$-Q_2(s) = -A_2 s X_p(s) + \frac{V_2}{\beta} s P_2(s). \quad (4.18)$$

Za hidraulički cilindar s prolaznom klipnjačom vrijedi:

$$A_1 = A_2 = A_p, \quad (4.19)$$

Prijenosna funkcija mehaničkog dijela sustava nakon provedene linearizacije i Laplace-ove transformacije iznosi:

$$A_p \cdot P_1(s) - A_p \cdot P_2(s) = m \cdot s^2 X_p(s) - F_g + F_{tr}. \quad (4.20)$$

Uvrštavanjem izraza (4.15) u izraz (4.17) i izraza (4.16) u (4.18) dobiju se jednadžbe protoka kroz servo ventil:

$$Q_1 = K_{qi} \cdot X_v(s) = A_1 s X_p(s) + \left(K_{ci} + \frac{V_1}{\beta} s \right) \cdot P_1(s), \quad (4.21)$$

$$-Q_2 = -K_{qi} \cdot X_v(s) = -A_2 s X_p(s) + \left(K_{ci} + \frac{V_2}{\beta} s \right) \cdot P_2(s). \quad (4.22)$$

Prijenosna funkcija servoventila može se aproksimirati prijenosnom funkcijom proporcionalnog člana 1. s vremenskom konstantom $1/\omega$ (prema [6]):

$$\frac{x_v(s)}{i(s)} = G_v(s) = \frac{1}{\frac{1}{\omega_v} s + 1}, \quad (4.23)$$

gdje je:

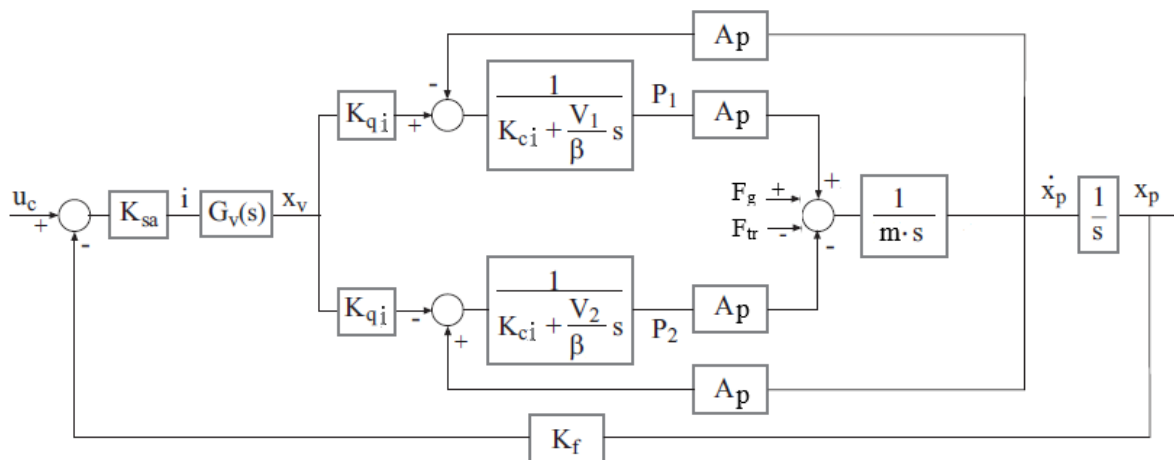
i - ulazni strujni signal [A],

ω_v - prirodna frekvencija servo ventila, [rad/s].

Povezujući pojačanje povratne veze pozicije K_f , pojačanje pretvornika naponskog u strujni signal K_{sa} i prijenosnu funkciju servo ventila $G_v(s)$ dobije se izraz za položaj razvodnog klipa servo ventila.

$$X_v(s) = (U_c(s) - K_f X_p(s)) \cdot K_{sa} G_v(s). \quad (4.24)$$

Na slici 29. prikazan je blok dijagram hidrauličkog pozicijskog servo sustava sa servo ventilom upravljan hidraulički cilindar sa prolaznom klipnjačom.



Slika 29. Blok dijagram hidrauličkog pozicijskog servo sustava

Ovdje su za računanje, te kasnije simulaciju protoka kroz servo ventil uzete jednačbe (prema [8]):

$$Q_1(x_v, p_1) = \begin{cases} x_v \cdot \sqrt{|p_s - p_1|} \cdot \text{sign}(p_s - p_1) & \text{za } x_v \geq 0 \\ x_v \cdot \sqrt{|p_1 - p_a|} \cdot \text{sign}(p_1 - p_a) & \text{za } x_v < 0 \end{cases}, \quad (4.25)$$

$$Q_2(x_v, p_1) = \begin{cases} x_v \cdot \sqrt{|p_s - p_1|} \cdot \text{sign}(p_s - p_1) & \text{za } x_v \geq 0 \\ x_v \cdot \sqrt{|p_1 - p_a|} \cdot \text{sign}(p_1 - p_a) & \text{za } x_v < 0 \end{cases}, \quad (4.26)$$

gdje su:

- p_1 - tlak u radnoj komori cilindra [Pa],
- p_2 - tlak u povratnoj komori cilindra [Pa],
- p_s - tlak izvora, napajanja [Pa],
- p_a - tlak spremnika [Pa] .

Napomena: navedene jednačbe protoka nešto su nepotpunije od modela iz slike 29. (npr. nedostaje koeficijent K_{ci}), pa o tome treba voditi računa npr. u slučaju proširenja modela unutarnjim curenjem, i sl.

Za pretpostavku je uzeto da su tlakovi napajanja i spremnika konstantnog iznosa, a protoci Q_1 i Q_2 jednakog iznosa, pa se može pisati:

$$Q_1(x_v, p_1) = -Q_2(x_v, p_2) . \quad (4.27)$$

5. Simulacijski model hidrauličkog sustava

Simulacija se definira kao umjetno stvorena okolina koja oponaša uvjete onima u stvarnosti. Razvoj računala i računalnih alata omogućilo je jednostavno stvaranje simulacija realnih sustava, te uvelike olakšalo analizu istih. Simulacija rada hidrauličkog sustava je izvedena pomoću programa Matlab/Simulink. Matlab sadrži veliki broj programskih paketa razne namjene. Simulink je jedan od programskih paketa namijenjen stvaranju simulacija. Služi za modeliranje, simuliranje i analizu dinamičkog ponašanja sustava koji mogu biti linearni ili nelinearni, te kontinuirani ili vremenski diskretni.

Modeliranje se izvodi tako da se već postojeći blokovi sadržani u Simulink-u slažu u blok dijagram i time se opisuje matematički model sustava. Blok dijagram predstavlja blokovski zapis diferencijalnih i algebarskih jednadžbi kojima je opisan model.

5.1. Parametri simulacijskog modela hidrauličkog sustava

Da bi simulacijski model mogao vjerno opisivati realni sustav, moraju se definirati vrijednosti veličina definirane konstrukcijom samog hidrauličkog sustava. Vrijednosti se upisuju u m-datoteku i pozivaju prije izvođenja simulacije.

Koeficijent povratne veze:

$$K_m = \frac{U_m}{l_m} = \frac{20}{0.15} = 133.33 \left[\frac{V}{m} \right],$$

gdje je:

U_m - raspon ulaznog signala [V],

l_m - raspon mjerenja [m].

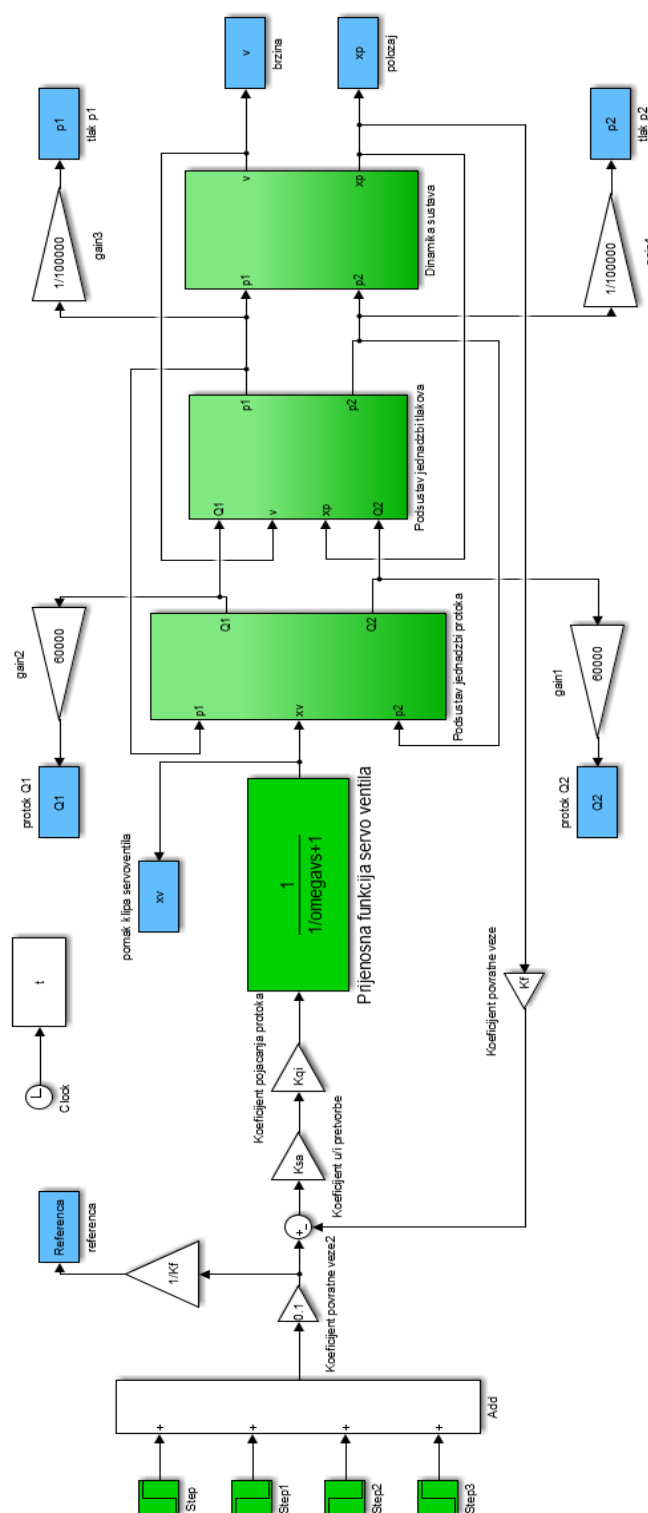
U nastavku je dan tablični prikaz vrijednosti parametara hidrauličkog sustava koji se pozivaju pmoću m-skripte u Matlab/Simulink.

Tablica 2. Parametri simulacijskog modela

Simbol	Parametar	Vrijednost
m	Masa tereta i klipa s klipnjačom	120 [kg]
F_g	Težina	1177,2 [N]
F_{tr}	Sila trenja	30 [N]
β	Modul stišljivosti mineralnog ulja	$1,2 \cdot 10^9$ [Pa]
ρ	Gustoća mineralnog ulja	885 [kg/m ³]
p_s	Tlak napajanja (dobave)	100 [bar]
p_a	Tlak spremnika	1 [bar]
A_p	Površina cilindra s prolaznom klipnjačom	0,000731 [m ²]
V_0	Poluvolumen cilindra s prolaznom klipnjačom	0,000112707 [m ³]
ω_v	Neprigušena vlastita frekvencija servoventila	690,8 [rad/s]
K_{qi}	Koeficijent pojačanja protoka	$4,2 \cdot 10^{-6}$ [m ³ /s/A]
K_f	Koeficijent povratne veze	1,3333 [V/m]
K_{ci}	Koeficijent tlaka protoka	$4 \cdot 10^{-12}$ [m ³ / s/ Pa]
K_{sa}	Koeficijent u/i pretvorbe	1 [A/V]

5.2. Rezultati provedene simulacije

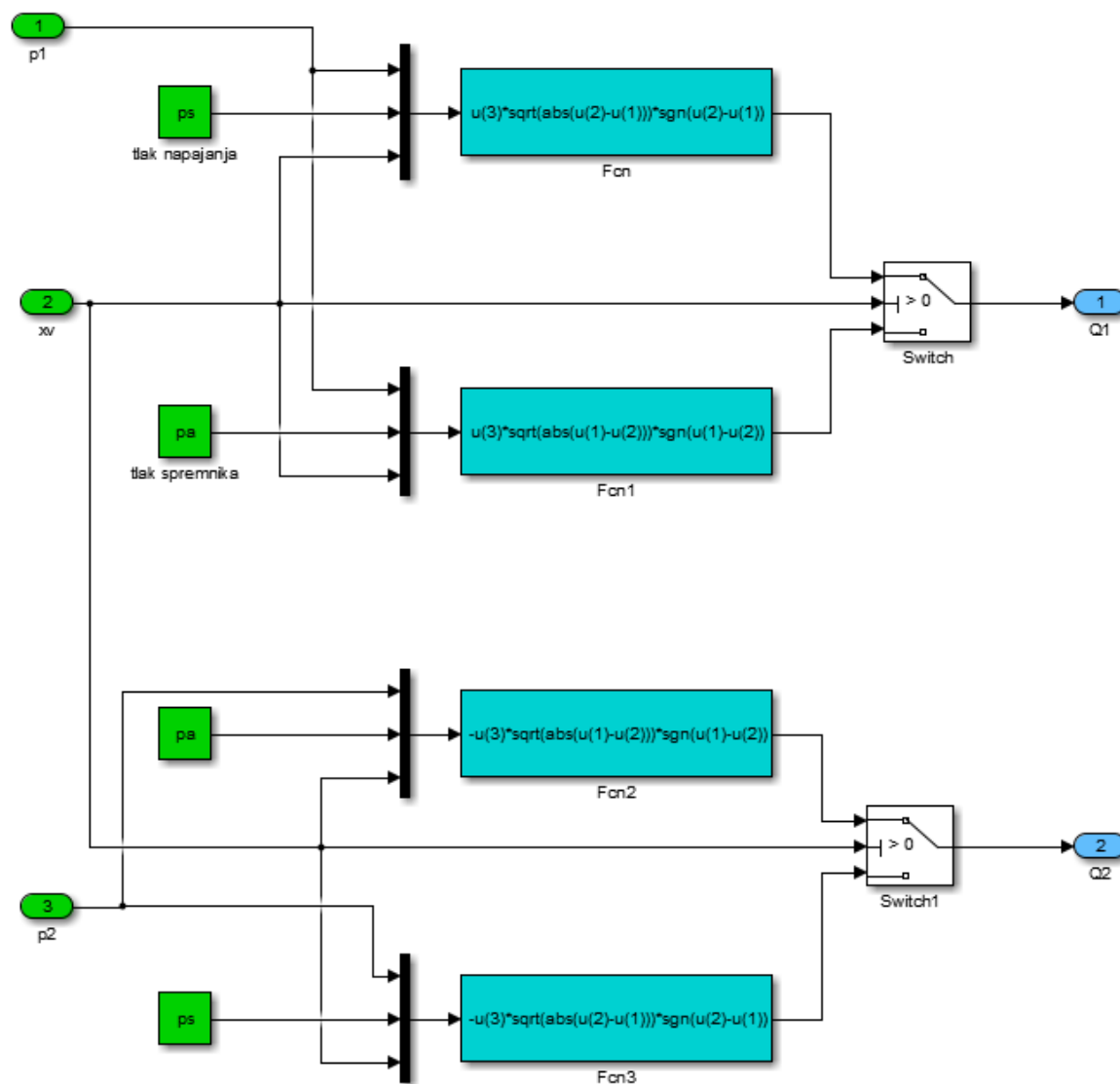
Cjelokupni model na kojem se provodila simulacija u Matlab/Simulink-u prikazan je na slici 30.



Slika 30. Kompletni hidraulički sustav u Simulink-u

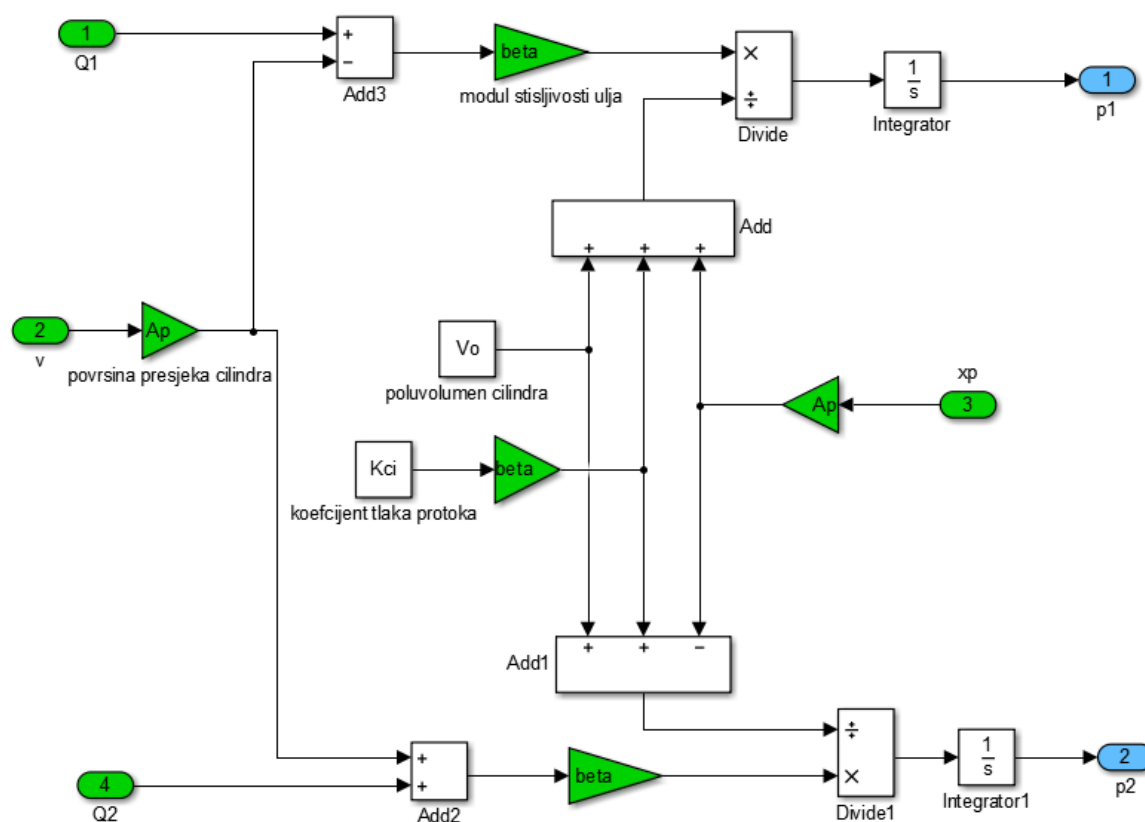
Ukupni model hidrauličkog sustava formira se u podsustave radi preglednosti. Tako je i ovaj podijeljen na tri podsustava. U poglavlju 4. su prikazane jednačbe koje opisuju dinamičko ponašanje hidrauličkog sustava. U nastavku slijedi prikaz tih jednačbi u Simulink-u

Prvi podsustav je podsustav jednačbi protoka prikazan na slici 31. Jednačbe protoka dobiju se pomoću izraza (4.25) i (4.26).



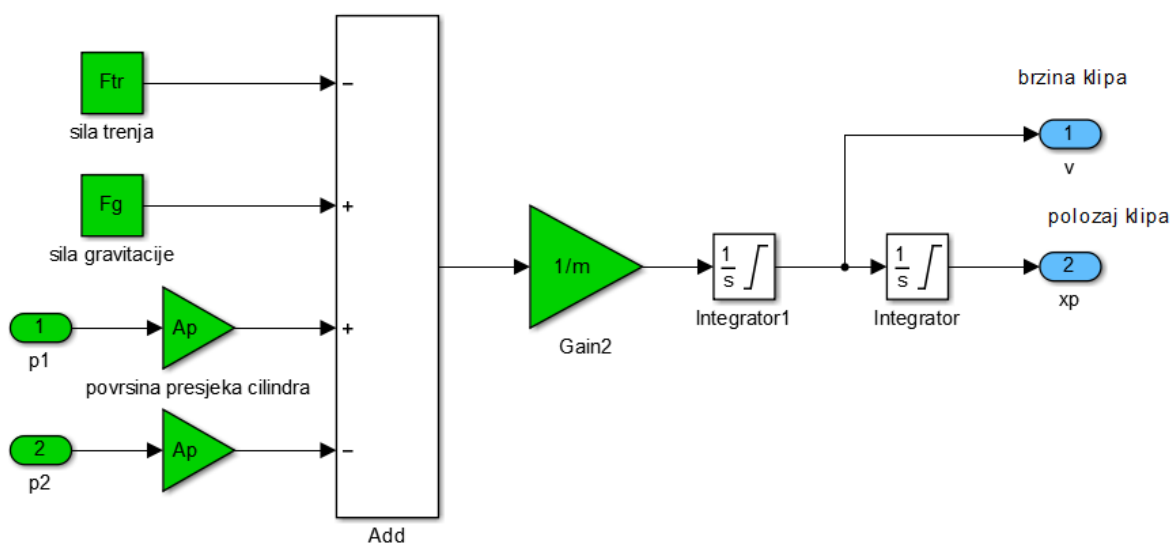
Slika 31. Jednačbe protoka kroz servo ventil u Simulink-u

Drugi podsustav je podsustav jednadžbi tlakova prikazan na slici 32. Jednadžbe tlakova dobiju se pomoću izraza (4.8) i (4.9).



Slika 32. Jednadžbe tlakova u komorama cilindra u Simulink-u

Treći podsustav prikazuje dinamiku sustava, a prikazan je na slici 33. Dinamička ravnoteža sustava dobije pomoću izraza (4.14)

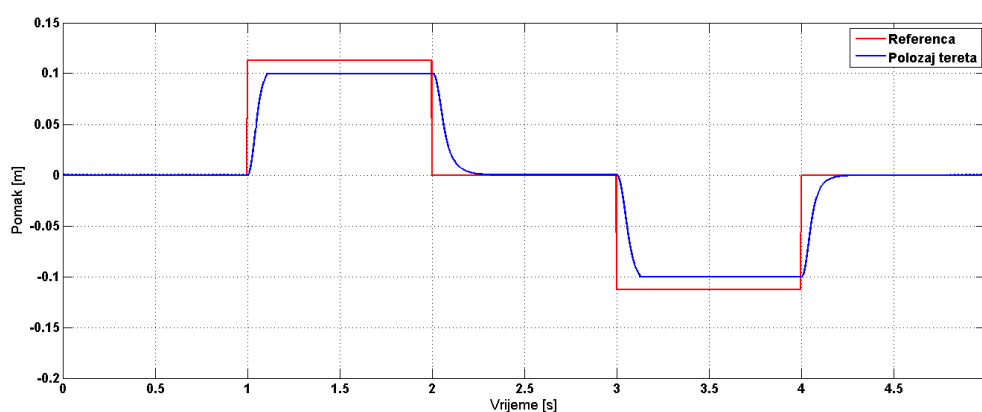


Slika 33. Dinamička jednadžba ravnoteže sila aktuatora u Simulink-u

Da bi se mogla izvršiti simulacija, potrebno je definirati pobudne funkcije. Koriste se četiri odskočne pobudne funkcije, svaka u trajanju od 1 sekunde. Isto tako, potrebno je učitati definirane parametre pokretanjem odgovarajuće m-datoteke u kojoj su spremljeni parametri.

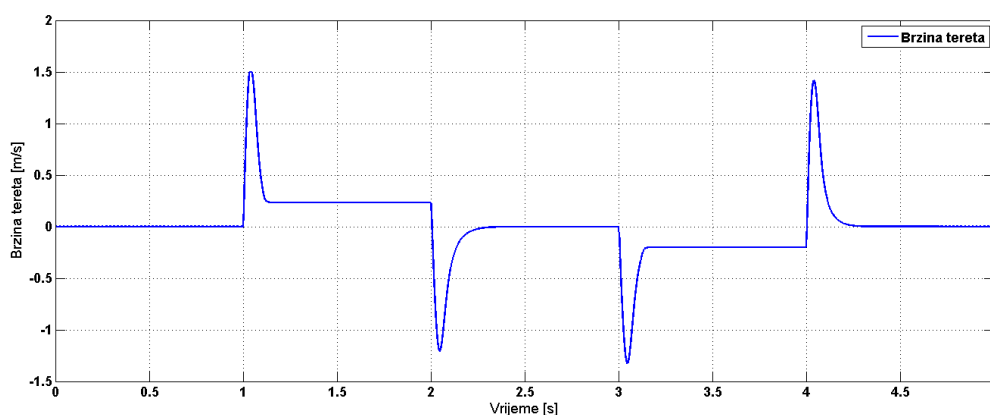
Nakon provedene simulacije dobiven je grafički prikaz rezultata.

Na slici 34. dan je grafički prikaz pomaka klipa cilindra u ovisnosti o vremenu. Efektivni hod cilindra je 150 mm. Zahtjev koji se nalaže za hidraulički vibracijski uređaj vezano uz pomak cilindra je prevaljeni hod od ± 100 mm.



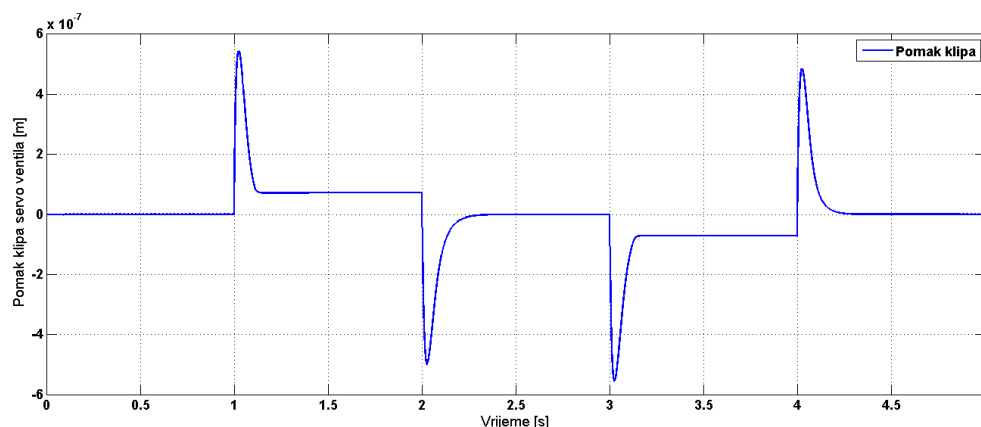
Slika 34. Pomak klipa cilindra u ovisnosti o vremenu

Na slici 35. prikazana je ovisnost brzine gibanja klipa u ovisnosti o vremenu. Prema zahtjevu koji se nalaže za hidraulički vibracijski uređaj, brzina ne smije biti veća od 1.5 m/s.



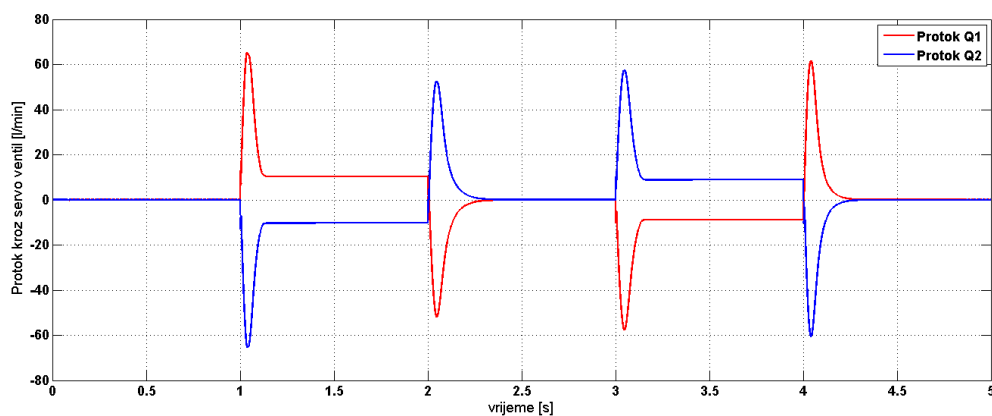
Slika 35. Brzina gibanja klipa cilindra u ovisnosti o vremenu

Na slici 36. dan je grafički prikaz pomaka razvodnog klipa servo ventila u ovisnosti o vremenu. Iz slike je vidljivo da su relativno mali pomaci prilikom preklapanja jednog razvodnog položaja u drugi.

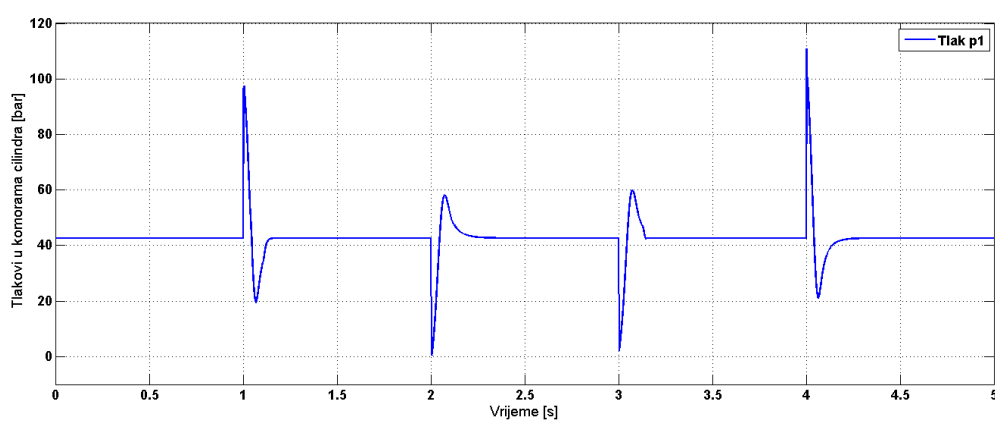
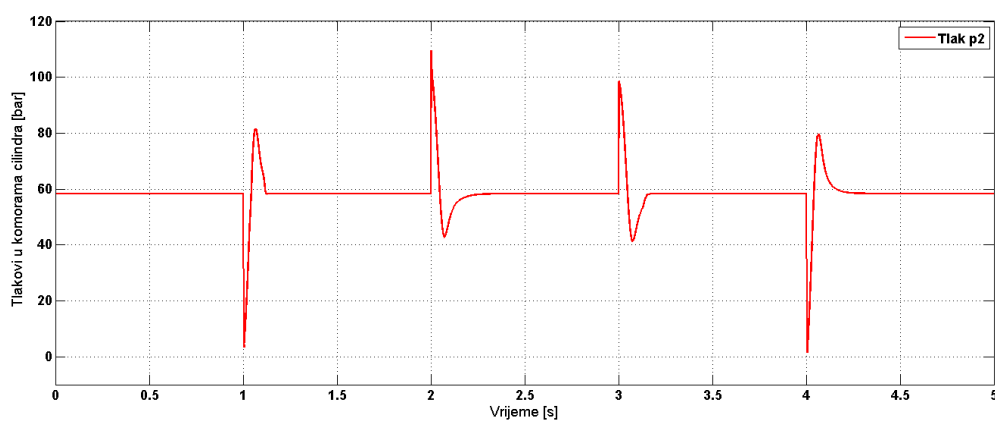


Slika 36. Pomak razvodnog klipa servo ventila u ovisnosti o vremenu

Na slici 37. dan je grafički prikaz protoka kroz servo ventil u ovisnosti o vremenu. Uspoređujući graf sa izrazom (4.27) dobiveni rezultat pokazuje da su protoci jednaki ali suprotnog predznaka, što se uzelo za pretpostavku radi lakšeg opisa ponašanja protoka u servo ventilu.

Slika 37. Protok Q_1 i Q_2 kroz servo ventil u ovisnosti o vremenu

Na slikama 37. i 38. dan je grafički prikaz tlakova u komorama cilindra u ovisnosti o vremenu.

Slika 38. Tlak p_1 u ovisnosti o vremenuSlika 39. Tlak p_2 u ovisnosti o vremenu

6. Zaključak

U radu je razmatran problem projektiranja jednog hidrauličkog sustava namijenjen ispitivanju udobnosti vožnje cestovnih vozila. U uvodnom dijelu dan je kratak opis elektro-hidrauličkog servo sustava. Nakon toga je provedena analiza dimenzioniranja i odabir komponenata za zadani hidraulički vibracijski uređaj. Nadalje razrađeni su matematički modeli hidrauličkog servo cilindra i elektro-hidrauličkog servo ventila jer su oni najvažniji elementi u ovom hidrauličkom sustavu. Na temelju tih matematičkih modela dobivene su diferencijalne i algebarske jednadžbe dinamičkog ponašanja nelinearnog sustava, koje su nakon toga prikazane u obliku blokova u programskom alatu Matlab/Simulink. U programskom alatu Matlab/Simulink provedena je simulacija nelinearnog modela hidrauličkog vibracijskog uređaja. Dobivenu simulaciju potrebno bi bilo proširiti s nekim dodatnim nelinearnim elementima (poput modula elastičnosti fluida, raznoraznih trenja, itd.) te usporediti eksperimentalnim putem s rezultatima odziva stvarnog modela hidrauličkog vibracijskog uređaja. Na taj način bi se dobiveni matematički model verificirao i utvrdila bi se njegova vjerodostojnost. Zbog određenih oscilacija koje su se javljale u simulaciji, (oscilacije su se korigirale zadavanjem početnih uvjeta) , sustav bi se mogao poboljšati uvođenjem PID regulatora, npr sa PID djelovanjem. Dakle unaprijeđenje ovog rada moglo bi se kretati u smjeru nadopune simulacijskog modela novim elementima te uvođenjem boljih regulatora.

Literatura

- [1] Petrić J.: HIDRAULIKA I PNEUMATIKA, 1. DIO: Hidraulika, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, 2012,
- [2] B. Khalil: INTERACTIVE ANALYSIS OF CLOSED LOOP EHS, Military Technical College, pp. 6-8, Cairo, 2009,
- [3] MOOG INDUSTRIAL CONTROLS DIVISION: How to select a servo or proportional valve, <http://www.moog.com/products/servovalves-servo-proportional-valves.html> ,
- [4] Kocelj M.: UBLAŽAVANJE UDARCA KLIPA HIDRAULIČKOG CILINDRA NA ZAVRŠETKU HODA, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, 2016,
- [5] Hanchen Company.: HANCHEN TEST CYLINDER - RANGE OF SERVICES. Kataloški podaci, <http://www.haenchen-hydraulic.com/hydraulic-cylinders/servo-actuator-for-test-systems.html> ,
- [6] Rydberg.K.E.: HYDRAULIC SERVO SYSTEMS, Linkoping universitet, 2008,
- [7] Servovalve Technical Data, Schneider HVM 067 servovalve, Tehnička dokumentacija,
- [8] Razum L.: Regulacija sile i položaja cilindra hidrauličke preše, Diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, 2012.



configuration overview

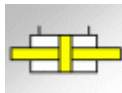
Config-ID 2015003415

Actuator

volume

unit price

Order data = bold type



Test cylinder

Dk.

stroke

Kstgvli

Kstgvre

7019610Q

70 mm

170 mm

114 mm

74 mm

x 1

series

320 - Hänchen (32 MPa)

bore

70 mm

rod-Ø

63 mm

cylinder stroke

170 mm

effective stroke

150 mm

cushioning

with emergency cushioning 10 mm

type of effect

double-rod

sealing system cover

functional oil seal, wiper ring

guiding system cover

Servobear®: hydrostatic bearing

sealing system piston

gap seal

guiding system piston

metallic guide

sealing material

PU / NBR-based

quality of piston rod

42CrMo4V hard-chrome plated

mounting cylinder body

basic mounting

free piston rod end left (z1)

70 mm

free piston rod end right (z1)

183 mm

piston rod elongation left

114 mm

piston rod elongation right

74 mm

mounting piston rod end left

male thread; M 56x2; 60 mm

mounting piston rod end right

plain end

mounting rod end left

hook wrench

mounting rod end right

without

hydraulic port

for mounting plate

port left hand (head side)

NW 20

port right hand (cap side)

NW 20

position transducer

inductive

standard coating

white aluminium; RAL 9006

Technical data

cylinder force max. (F1)

23,4 kN

adm. pressure in cylinder

320 bar

test pressure

480 bar

speed

4 m/s

working area (A1)

731 mm²

adm. lateral force

11,1 kN - retracted

6,41 kN - centered position

4,49 kN - extended

temperature min

-15,0 °C

Herbert Hänchen GmbH & Co. KG

Brunnwiesenstr. 3

73760 Ostfildern

Deutschland

Fon +49 711 44139-0

Fax +49 711 44139-100

info@haenchen.de

www.haenchen.de

USt-IdNr.: DE813264997

Steuer Nummer: 97113/01518

Zollnummer: DE5776198

Volksbank Esslingen

100 515 002- BLZ 611 901 10

IBAN: DE41 6119 0110 0100 5150 02

BIC (S.W.I.F.T.): GENODES1ESS

Deutsche Bank Esslingen

0121400 00- BLZ 611 700 76

IBAN: DE02 6117 0076 0012 1400 00

BIC (S.W.I.F.T.): DEUTDESS611

Commerzbank Esslingen

8 254 500 00- BLZ 611 400 71

IBAN: DE72 6114 0071 0825 4500 00

BIC (S.W.I.F.T.): COBADEFF 611

Persönlich haftender

Gesellschafter:

Hänchen Vertriebs- und

Verwaltungs-

gesellschaft mbH

Geschäftsführer:

Tanja Hänchen

Stefan Hänchen

Matthias Hänchen

Amtsgericht Stuttgart

HRA 211293



temperature max 100,0 °C

Your Hydraulic Design

type of calculation	sine movement
amplitude	0 mm
frequency	0 Hz
max. speed	0 m/s
max. acceleration	0 m/s ²
attached mass	-- kg
mass of piston rod	16,7 kg
moving mass	24,9 kg
working pressure in cylinder	210 bar
cylinder force at working pressure	15,4 kN
Erforderliche Beschleunigungskraft	0 kN
flow rate	0 l/min



rod flange

mounting side: left



circular flange

mounting side: left



protection tube cone-shaped

mounting side: right



mounting plate

mounting side: right



position transducer inductive

mounting side: right

Accessories

no accessories selected

Important Note

We don't know how you intend to use the products. You need to check yourself whether the selected products are suitable for your application and purposes.

For all products, the respective admissible values have to be considered, in particular the admissible pressure, forces, temperatures and speeds. When combining cylinders with accessories or sensors, always use the lower value.

We're always glad to assist you if you have any questions, but all information over the phone will be given without obligation.

All images, drawing and texts © Herbert Hänchen GmbH & Co. KG 2013

Notes

Herbert Hänchen GmbH & Co. KG

Brunnwiesenstr. 3
73760 Ostfildern
Deutschland
Fon +49 711 44139-0
Fax +49 711 44139-100
info@haenchen.de
www.haenchen.de
USt-IdNr.: DE813264997
Steuer Nummer: 97113/01518
Zollnummer: DE5776198

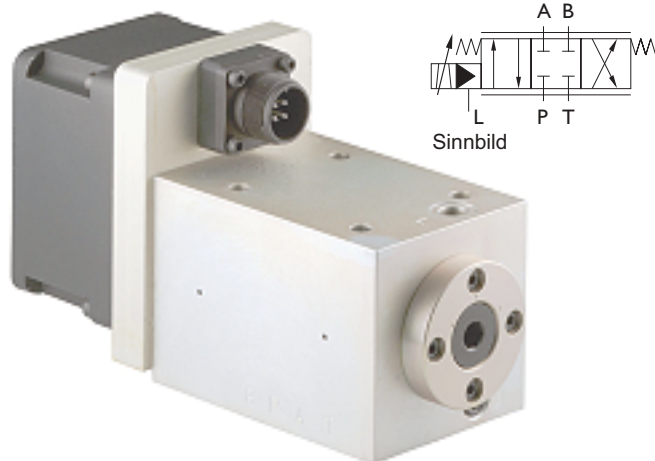
Volksbank Esslingen
100 515 002- BLZ 611 901 10
IBAN: DE41 6119 0110 0100 5150 02
BIC (S.W.I.F.T.): GENODES1ESS
Deutsche Bank Esslingen
0121400 00- BLZ 611 700 76

IBAN: DE02 6117 0076 0012 1400 00
BIC (S.W.I.F.T.): DEUTDESS611
Commerzbank Esslingen
8 254 500 00- BLZ 611 400 71
IBAN: DE72 6114 0071 0825 4500 00
BIC (S.W.I.F.T.): COBADEFF 611

Persönlich haftender
Gesellschafter:
Hänchen Vertriebs- und
Verwaltungs-
gesellschaft mbH

Geschäftsführer:
Tanja Hänchen
Stefan Hänchen
Matthias Hänchen
Amtsgericht Stuttgart
HRA 211293

Elektrohydraulic Servovalves Typ HVM 067



Special features:

- high reliability
- easy service
- robust construction
- high dynamic response
- relatively insensitive to contamination
- variable metering orifices only
- $Q_{max} = 100 \text{ l/min}$ at $\Delta p = 70 \text{ bar}$
- $p_N = 315 \text{ bar}$
- Field of application plunger cylinder in differential operation (see application pattern)

General description:

Type	:	electrical input stage, torque motor, sliding spool system
Control	:	torque motor actuated pilot spool
main spool	:	located in 4-way sliding and correlated to the same
Style of mounting	:	sup-plate / Cetop 05
Mounting position	:	unrestricted
Weight	:	4,7kg

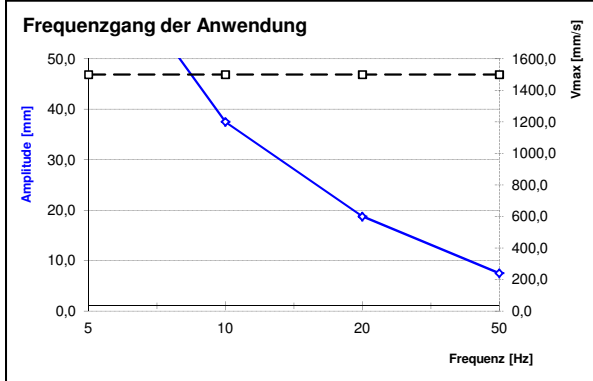
Technical Data

1. Hydraulic Data (definition according to DIN 24311)

.1	rated pressure	p_N	=	210	[bar]
.2	operating pressure	$p_{b \text{ min}}$	=	5	[bar]
		$p_{b \text{ max}}$	=	315	[bar]
.2.1	back stroke pressure	$p_{r \text{ max}}$	=	35 % p_b	
.3	max. pressure (static test pressure)	p_{max}	=	450	[bar]
.4	rated flow at $\Delta p = 70 \text{ bar}$	Q_N	=	100	[l/min]
.5	quiescent flow, max. at p_N	Q_L	<	5% Q_N	
.6	internal max. leakage at $p_N = 210 \text{ bar}$		<	50	[cm ³ /min]
.7	hysteresis	H	<	5% i_N 3% i_N	(without Dither) (with Dither)
.8	threshold sensitivity	E	<	0,7% i_N 0,2% i_N	(without Dither) (with Dither)
.9	threshold span	S	<	1,5% i_N 1% i_N	(without Dither) (with Dither)
.10	linearity deviation		<	10% i_N	
.11	flow symmetry - Q_N zu + Q_N		<	-10...+20% i_N	
.12	pressure gain (see diagram)	V_N	<	0,3 P_b / 1% i_N	
.13	overlap, standard	h	=	-1...+3% i_N	
.14	Operating temperature range	δM	=	253...353	[K]
.14.1	temperature drift		≥	2% i_N / 50K	
.15	viscosity range of fluid	γ_{min}	=	10...1000 mm ² /s approximate value normal: ISO VG 10...ISO VG 46	
.16	filtration of fluid		<	10µm	class 4-5 to NAS 1638 or SAE-ASTM
.17	fluid standard		=	HLP-hydraulic oils as per DIN 51524 Teil 2 (Special equipments possible)	

Berechnungen Zylinder mit Servoventil

Prilog 3

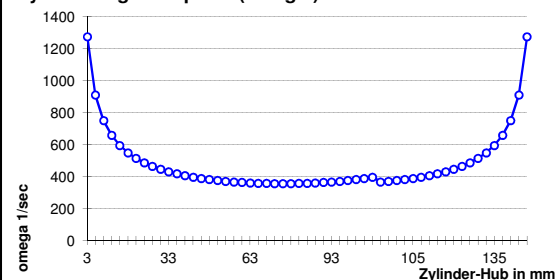


Betätigungszyylinder

Eingabedaten

Kolbendurchmesser	70 mm
Stangendurchmesser li.	63 mm
Stangendurchmesser re.	63 mm
Zylinderhub	150 mm
Masse	150 kg
Geschwindigkeit, max	1500 mm/sec
Geschwindigkeit, min	0 mm/sec
Arbeits-Druck Zyl.	250 bar
Betriebsdruck Agg.	320 bar
Elastizitätsmodul	10000 kp/cm ²
12.000 kp/cm ² bei Öl	

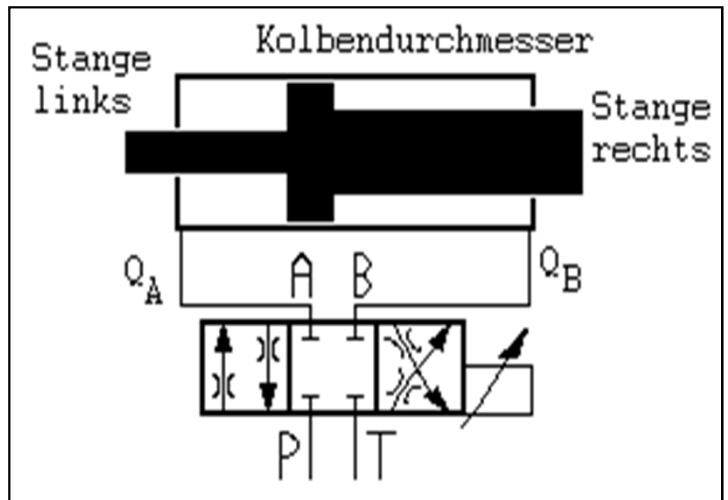
Zylinder-Eigenfrequenz (omega)



Regelungstechnische

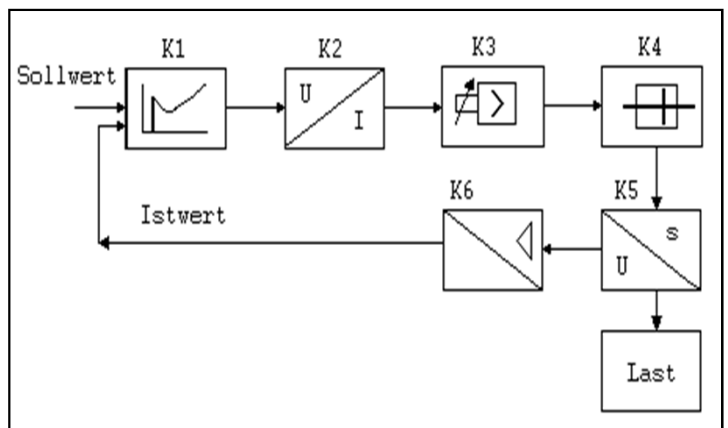
Berechnungen

gewähltes Ventil:	
HVM 067-080-1100-0G	#34034
Nenndurchfluss	80 l/min
Nenn-delta-p	70 bar
Nennstrom	600 mA
Ansprechempfindlichkeit	0,1 %
Geber-Nennbereich	200 mm
geforderte Genauigkeit	0,01 mm
gerechnete Genauigkeit:	
Ansprechempf.in mA	0,6 mA
ergibt min Spann.amVers	0,01 Volt
ergibt min Spann.am Regl	0,012130 Volt
ergibt max Fehler am Zyl	0,024259 cm
von	242,5924 µm



Rechenwerte

Kolbenfläche	38,47 cm ²	
Fläche links	7,31 cm ²	
Fläche re.	7,31 cm ²	
Übersetzung re	1,00	1,00
Servo-Durchfl li.	65,7752 l/min	Max
Servo-Durchfl re	65,7752 l/min	Max
Servo-Durchfl li.	0,0000 l/min	Min
Servo-Durchfl re	0,0000 l/min	Min
Kraft links	18,3 kN	bar
Kraft rechts	18,3 kN	bar
Druck f Masse		20,1
Kreisfreq	Hertz	20,1
Resonanzfreq	357,0	56,8



Verstärkungen:

K1 Regler	1,000 Volt/Volt
K2 Verstärker	60,000 mA/Volt
K3 Servoventil	4,200 cm ³ /mA/sec
K4 Zylinder	0,137 1/cm ²
K5 Istwerterfassung	0,500 Volt/cm
K6 Messverstärker	1,000 Volt/Volt
Kreisverstärkung	17,239 1/sec
Zeitkonstante	0,058 sec
Zeitkonst.möglich	sec
K möglich	14,2 1/sec
K1max	0,8 Volt/Volt